


Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
 А.Е. Митяев
подпись
« 28 » 06. 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.03 Прикладная механика

Расчет на прочность элементов червячного редуктора

Пояснительная записка

Руководитель

Выпускник


подпись, дата

подпись, дата

доцент, к.т.н.
должность, ученая степень

А.В. Колотов

Р.А. Шупяков

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ А.Е. Митяев
подпись
« ____ » _____ 2017г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.03 Прикладная механика

Расчет на прочность элементов червячного редуктора

Пояснительная записка

Руководитель

Выпускник

подпись, дата

доцент, к.т.н.
должность, ученая степень

А.В. Колотов

Р.А. Шупяков

подпись, дата

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Прикладная механика»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой
_____ А.Е. Митяев

(подпись)

« ____ » _____ 2017 г

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы**

Студенту Шупякову Роману Алексеевичу

Группа МТ 13-05Б Направление (специальность) 15.03.03

«Прикладная механика»

Тема выпускной квалификационной работы: Расчет на прочность элементов червячного редуктора

Утверждена приказом по университету № 17812/с от 30 декабря 2016
Руководитель ВКР А.В. Колотов доцент, к.т.н.

Исходные данные для ВКР

Сведения о геометрии рассчитываемой конструкции, характеристики ее материала, а также значения прилагаемых к ней сил и нагрузок

Перечень разделов ВКР

- 1) Конструкторский раздел*
- 2) Метод конечных элементов в ANSYS*

Перечень графического или иллюстративного материала с указанием основных чертежей, плакатов, слайдов:

- 1) Сетка конечных элементов*
- 2) Граничные условия и способ нагружения*
- 3) Определение напряжений червячной передачи от крутящего момента*
- 4) Определение прогиба стрелы вала червячной передачи*
- 5) Выводы*

Руководитель ВКР

(подпись)

А.В. Колотов

Задание принял к исполнению

(подпись)

Р.А. Шупяков

« ____ » _____ 2017 г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ГРАФИК

выполнения этапов ВКР

| Наименование и содержание этапа | Срок выполнения | Примечание |
|---|-------------------------|------------|
| 1 Прохождение преддипломной практики | 24.04.2017 – 04.06.2017 | |
| 2 Анализ собранных материалов | 05.06.2017 – 09.06.2017 | |
| 3 Работа над теоретической частью проекта | 10.06.2017 – 13.06.2017 | |
| 4 Работа над практической частью работы | 14.06.2017 – 18.06.2017 | |
| 5 Оформление графической части работы | 19.06.2017 – 21.06.2017 | |
| 6 Оформление пояснительной записки | 22.06.2017 | |

Руководитель выпускной
квалификационной работы
«__»____2017 г.

_____ А.В. Колотов

Студент МТ 13-05Б
«__»____2017 г.

_____ Р.А. Шупяков

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| Реферат | 4 |
| Введение..... | 5 |
| 1 Конструкторский раздел..... | 6 |
| 1.1 Кинематический расчёт привода..... | 6 |
| 1.1.1Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя | 6 |
| 1.1.2Определение передаточного числа привода и его ступеней | 7 |
| 1.1.3Определение силовых и кинематических параметров привода... | 9 |
| 1.2Выбор материалов червячной передачи | 12 |
| 1.3Расчет червячной передачи | 13 |
| 1.3.1Проектный расчет | 13 |
| 1.3.2Проверочный расчет | 16 |
| 1.3.3Тепловой расчёт | 18 |
| 1.3.4Расчёт на жёсткость | 19 |
| 1.4Расчёт открытой цепной передачи | 19 |
| 1.4.1Проектный расчёт | 19 |
| 1.4.2Проверочный расчёт | 23 |
| 1.5Предварительный расчёт валов и выбор подшипников..... | 25 |
| 1.5.1Быстроходный вал..... | 25 |
| 1.5.2Тихоходный вал | 28 |
| 1.6Проверочные расчёты валов и подшипников | 30 |
| 1.6.1Быстроходный вал..... | 30 |
| 1.6.1.1Расчёт реакций в опорах и изгибающих моментов..... | 30 |
| 1.6.1.2Построение эпюр моментов..... | 33 |
| 1.6.1.3Проверка грузоподъёмности подшипников..... | 34 |
| 1.6.2Тихоходный вал | 36 |
| 1.6.2.1Расчёт реакций в опорах и изгибающих моментов..... | 36 |
| 1.6.2.2Построение эпюр моментов..... | 40 |

| | | | | | | | |
|-----------|------|-------------|--------|-----|--|------------------------|------|
| | | | | | БР-15.02.02 ПЗ | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпис | Дат | | | |
| Разраб. | | Шуляков Р.А | | | Расчет на прочность элементов конструкции червячного редуктора | Лит. | Лист |
| Провер. | | Колотов | | | | | 2 |
| Реценз. | | | | | | | 57 |
| Н. Контр. | | Колотов | | | | СФУ ПИ МТ13-05Б | |
| Утвержд. | | Митяев А.Е | | | | | |

| | | |
|---------|--|----|
| 1.6.2.3 | Проверка грузоподъёмности подшипников..... | 40 |
| 1.7 | Проверка прочности шпоночных соединений..... | 42 |
| 1.7.1 | Муфта | 42 |
| 1.7.2 | Колесо червячной передачи | 42 |
| 1.7.3 | Ведущая звёздочка открытой цепной передачи | 43 |
| 1.8 | Конструктивные размеры корпуса редуктора..... | 44 |
| 1.9 | Выбор муфты | 45 |
| 1.10 | Выбор сорта масла | 47 |
| 2 | Метод конечных элементов в Ansys | 48 |
| 2.1 | Основы метода конечных элементов... .. | 48 |
| 2.2 | Расчет МКЭ в Ansys..... | 49 |
| 2.2.1 | Граничные условия 3D модели червячной передачи..... | 50 |
| 2.2.2 | Сетка конечных элементов 3D – модели червячной передачи | 51 |
| 2.2.3 | Вращающий момент на колесе и фиксация вала червячной передачи | 52 |
| 2.2.4 | Определение напряжений червячной передачи от крутящего момента | 53 |
| 2.3 | Определение прогиба стрелы червячного вала..... | 54 |
| 2.3.1 | Фиксация червячного вала | 54 |
| 2.3.2 | Силы действующие на вал червячной передачи..... | 55 |
| 2.3.3 | Определение прогиба стрелы червячного вала..... | 55 |
| | Заключение | 57 |
| | Список использованных источников | 58 |

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Расчет на прочность элементов конструкции червячного редуктора» содержит 57 страницы текстового документа, 19 иллюстраций, 7 таблиц, 164 формулы, 4 использованных источников.

ЧЕРВЯЧНАЯ ПЕРЕДАЧА, ПРОГИБ СТРЕЛЫ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, НАПРЯЖЕНИЕ, 3D – МОДЕЛЬ, ANSYS.

Объект исследования – червячная передача.

Цель исследования:

Расчет на прочность элементов конструкции червячного редуктора.

Задачи исследования:

- произвести расчет и построить 3D – модель червячного редуктора;
- при помощи программы системы конечно-элементного анализа ANSYS выполнить статический расчет напряжений червячной передачи;
- определить прогиб стрелы вала червячной передачи;

В результате проведения исследования были определены значения напряжений, места концентрации напряжений, а также прогиб стрелы вала,.

В итоге по заданным характеристикам была спроектирована червячная передача, а также средствами пакета программного комплекса CAIPSOLIDWORKS создана объемная 3D – модель. Рассчитаны величины напряжений и определен прогиб стрелы вала червячного редуктора при помощи программного модуля системы конечно-элементного анализа ANSYS Workbench.

ВВЕДЕНИЕ

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, оси которых перекрещиваются в пространстве. Это зубчато - винтовая пара, движение в которой преобразуется по принципу винтовой пары с присутствующим ей повышенным скольжением. В зависимости от формы внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим или с глобоидным червяком.

Достоинства:

1. Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени.
2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции.
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Возможность получения самотормозящей передачи т. е . допускает движение только от червяка к колесу.
5. Возможность получения точных и малых перемещений.

Недостатки:

1. Сравнительно низкий КПД в следствии повышенного скольжения и значительным выделением теплоты.
2. Необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных цветных материалов.
3. Повышенное изнашивание и склонность к заеданию.
4. Необходимость регулирования зацепления (средняя плоскость венца червячного колеса должна совпадать с осью червяка)

Виды червячных передач. Качество и работоспособность червячной передачи зависит от формы, твердости, шероховатости и точности изготовления винтовой поверхности витка червяка. В зависимости от способа нарезания винтовой поверхности червяка передачи бывают с эвольвентным, архимедовым, конволютным и с не линейчатым червяками.

Эвольвентный червяк– представляет собой цилиндрическое косозубое колесо эвольвентного профиля с числом зубьев, равным числу витков червяка и с большим углом наклона зубьев .

В связи с вышесказанным необходимо:

- 1) произвести расчет и построить объёмную 3D – модель червячного редуктора;
- 2) при помощи программы системы конечно-элементного анализа ANSYS выполнить статический расчет напряжений червячной передачи;
- 3) при помощи программы системы конечно-элементного анализа ANSYS определить прогиб стрелы вала червячной передачи;

1 Конструкторский раздел

1.1 Кинематический расчёт привода

Дано: $P_{\text{вых.}} = 5 \text{ кВт}$; $\omega_{\text{вых.}} = 1,4 \text{ с}^{-1}$.

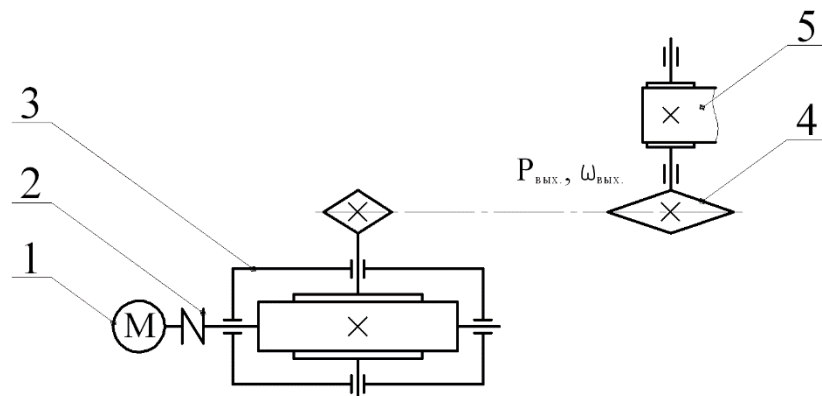


Рисунок 1.1 – Схема привода

1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор червячный;
4 – открытая цепная передача; 5 – ленточный транспортёр.

1.1.1 Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Определим общий коэффициент полезного действия (КПД) привода по формуле (1.1)

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{м.}} \cdot \eta_{\text{ч.л.}} \cdot \eta_{\text{ц.л.}} \cdot \eta_{\text{п.л.}}^n, \quad (1.1)$$

где $\eta_{\text{м.}}$ – коэффициент полезного действия муфты;

$\eta_{\text{ч.л.}}$ – коэффициент полезного действия червячной передачи;

$\eta_{\text{ц.л.}}$ – коэффициент полезного действия цепной передачи;

$\eta_{\text{п.л.}}^n$ – коэффициент полезного действия пары подшипников, здесь n – количество пар подшипников.

Значения коэффициентов полезного действия муфты, передачи подшипников и выбираем из таблицы 2.2 [1, стр. 42].

Выбираем коэффициент полезного действия закрытой передачи, представленной червячным редуктором равным $\eta_{\text{ч.л.}} = 0,825$. КПД открытой передачи, представленной цепной передачей, равным $\eta_{\text{ц.л.}} = 0,915$. Далее выбираем КПД муфты и КПД пары подшипников равные $\eta_{\text{м.}} = 0,98$ и $\eta_{\text{п.л.}} = 0,99$ соответственно. Подставив все значения КПД в формулу (1.1), получаем

$$\eta_{\text{общ}} = 0,98 \cdot 0,825 \cdot 0,915 \cdot 0,99^2 = 0,7178.$$

Определим требуемую мощность двигателя по следующей формуле

$$P_{\text{дв.}}^{\text{треб.}} = \frac{P_{\text{вых.}}}{\eta_{\text{общ.}}} \quad (1.2)$$

Подставим значения мощности рабочей машины и общего коэффициента полезного действия привода в формулу (1.2)

$$P_{\text{дв.}}^{\text{треб.}} = \frac{P_{\text{вых.}}}{\eta_{\text{общ.}}} = \frac{5000}{0,7178} = 6965 \text{ Вт} = 6,965 \text{ кВт}.$$

Выбираем тип электродвигателя серии 4А с номинальной мощностью $P_{\text{дв.}} = 7,5 \text{ кВт}$, т.к. номинальная мощность должна быть больше требуемой. Каждому значению номинальной мощности двигателя $P_{\text{дв.}}$ соответствует несколько типов двигателей с различными синхронными частотами вращения: 3000, 1500, 1000, 750 об/мин [4, стр. 406]. Подходящие типы двигателей занесем в таблицу 1.1

Таблица 1.1 – Технические данные двигателей асинхронных короткозамкнутых трехфазных серии 4А общепромышленного применения; закрытых, обдуваемых.

| Вариант | Тип двигателя | Синхронная частота, об/мин | Номинальная частота, об/мин |
|---------|----------------|----------------------------|-----------------------------|
| 1 | 4АМ112 М2УЗ | 3000 | 2900 |
| 2 | 4АМ132 54УЗ | 1500 | 1455 |
| 3 | 4АМ132 М6УЗ | 1000 | 870 |
| 4 | 4АМ160 58УЗ | 750 | 730 |

1.1.2 Определение передаточного числа привода и его ступеней

Частоту вращения приводного вала рабочей машины определяем по следующей формуле

$$n_{\text{вых.}} = \frac{\omega_{\text{вых.}} \cdot 30}{\pi}, \quad (1.3)$$

где $\omega_{\text{вых.}}$ – угловая скорость приводного вала рабочей машины, рад/с;

Подставляя значения величин данного привода в формулу (1.3) получаем значение частоты вращения приводного вала рабочей машины

$$n_{\text{вых.}} = \frac{1,4 \cdot 30}{3,14} = 13,37 \text{ об/мин.}$$

Определим передаточное число привода для всех выбранных типов двигателя при заданной номинальной мощности $P_{\text{ов.}} = 7,5 \text{ кВт}$ по формуле

$$u_i = \frac{n_i^{\text{дв.ном.}}}{n_{\text{вых.}}}, \quad (1.4)$$

Подставляя найденное значение частоты вращения приводного вала рабочей машины и значения номинальной частоты, соответствующей каждому варианту двигателя, получаем следующие значения передаточных чисел привода

$$u_1 = \frac{2900}{13,37} = 216,90,$$

$$u_2 = \frac{1455}{13,37} = 108,83,$$

$$u_3 = \frac{870}{13,37} = 65,07,$$

$$u_4 = \frac{730}{13,37} = 54,60.$$

Полученные значения вносим в таблицу 1.2.

Произведем разбивку передаточного числа привода u , принимая для всех вариантов передаточное число червячного редуктора постоянным $u_{\text{ч.н.}} = 25$, по формуле

$$u_{\text{ч.н.i}} = \frac{u_i}{u_{\text{ч.н.}}}, \quad (1.5)$$

$$u_{\text{ч.н.1}} = \frac{u_1}{u_{\text{ч.н.}}} = \frac{216,9}{25} = 8,67,$$

$$u_{\text{ч.н.2}} = \frac{u_2}{u_{\text{ч.н.}}} = \frac{108,82}{25} = 4,35,$$

$$u_{ч.п.3} = \frac{u_3}{u_{ч.п.}} = \frac{65,07}{25} = 2,60,$$

$$u_{ч.п.4} = \frac{u_3}{u_{ч.п.}} = \frac{54,599}{25} = 2,18$$

Полученные значения вносим в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 – Разбивка передаточного числа привода.

| Варианты | 1 | 2 | 3 | 4 |
|--------------------|------------|------------|------------|------------|
| Двигатель | 4АМ112М2УЗ | 4АМ13254УЗ | 4АМ132М6УЗ | 4АМ16058УЗ |
| Привод | 216,90 | 108,82 | 65,07 | 54,60 |
| Червячная передача | 25 | 25 | 25 | 25 |
| Цепная передача | 8,67 | 4,35 | 2,6 | 2,18 |

Анализируя полученные значения передаточных чисел, приходим к выводу:

а) первый вариант ($u_1 = 216,90; n_1^{\text{дв.ном.}} = 2900 \text{ об/мин}$) затрудняет реализацию принятой схемы двухступенчатого привода посредством конического редуктора и цепной передачи из-за большого передаточного числа u всего привода;

б) четвертый вариант ($u_4 = 54,60; n_4^{\text{дв.ном.}} = 730 \text{ об/мин}$) не рекомендуется для приводов общего назначения [4.стр. 42];

в) во втором варианте ($u_2 = 108,82; n_2^{\text{дв.ном.}} = 1455 \text{ об/мин}$) получилось большое значение передаточного числа цепной передачи, уменьшение которого за счет увеличения передаточного числа редуктора нежелательно;

г) из рассмотренных четырех вариантов предпочтительнее третий: ($u_3 = 65,07; n_3^{\text{дв.ном.}} = 870 \text{ об/мин}$). Здесь передаточное число цепной передачи можно находится в рекомендуемом диапазоне передаточных чисел [4, стр.45].

Таким образом, к дальнейшим расчетам принимаем двигатель 4АМ132М6УЗ ($P_{\text{дв.}} = 7,5 \text{ кВт}$, $n_3^{\text{дв.ном.}} = 870 \text{ об/мин}$) и передаточные числа: привода $u_3 = 65,07$; червячного редуктора $u_{ч.п.} = 25$; ременной передачи $u_{ч.п.3} = 2,60$.

1.1.3 Определение силовых и кинематических параметров привода

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах

привода из требуемой (расчетной) мощность двигателя и его номинальной частоты вращения при установившемся режиме [4, табл. 2.4, стр.46].

Рассчитаем мощность на каждом валу:

Мощность на валу электродвигателя

$$P_I = P_{\text{дв.}}^{\text{треб.}} = 6,965 \text{ кВт}$$

Мощность на быстроходном валу

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_m \cdot \eta_{nn} = 6,965 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 6,75 \text{ кВт.} \quad (1.6)$$

Мощность на тихоходном валу

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{чн} \cdot \eta_{nn} = 6,75 \cdot 0,825 \cdot 0,99 = 5,575 \text{ кВт.} \quad (1.7)$$

Мощность на приводном валу рабочей машины

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{ч.н.} \cdot \eta_{nn} = 5,575 \cdot 0,915 \cdot 0,99 = 5 \text{ кВт.} \quad (1.8)$$

Определим число оборотов в минуту и угловые скорости валов

Число оборотов вала электродвигателя и его угловая скорость

$$n_I = n^{\text{дв.ном}} = 870 \text{ об/мин}$$

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n^{\text{дв.ном}}}{30} = \frac{\pi \cdot 870}{30} = 91,10 \text{ с}^{-1} \quad (1.9)$$

Число оборотов быстроходного вала и его угловая скорость равны соответственно числу оборотов и угловой скорости вала электродвигателя

$$n_{II} = n_I = 870 \text{ об/мин}$$

$$\omega_{II} = \omega_I = 91,10 \text{ с}^{-1}$$

Число оборотов тихоходного вала и его угловая скорость

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{ч.н.}} = \frac{870}{25} = 34,8 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad (1.10)$$

$$\omega_{III} = \frac{\omega_{II}}{u_{3n}} = \frac{91,1}{25} = 3,644 \text{ c}^{-1} \quad (1.11)$$

Число оборотов и угловая скорость приводного вала

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{ц.п.}} = \frac{34,8}{2,6} = 13,37 \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad (1.12)$$

$$\omega_{IV} = \frac{\omega_{III}}{u_{цп}} = \frac{3,644}{2,6} = 1,4 \text{ c}^{-1} \quad (1.13)$$

Определим вращающие моменты валов

Вращающий момент вала электродвигателя

$$T_I = \frac{P_{дв.}^{треб.} \cdot 10^3}{\omega_I} = \frac{6,965 \cdot 10^3}{91,106} = 76,449 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.14)$$

Вращающий момент быстроходного вала

$$T_{II} = T_I \cdot \eta_m \cdot \eta_{nn} = 76,449 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 74,166 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.15)$$

Вращающий момент тихоходного вала

$$T_{III} = T_{II} \cdot u_{цп} \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{nn} = 74,166 \cdot 25 \cdot 0,825 \cdot 0,99 = 1529,91 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.16)$$

Вращающий момент приводного вала

$$T_{IV} = T_{III} \cdot u_{цп} \cdot \eta_{цп} \cdot \eta_{nn} = 1529,91 \cdot 2,6 \cdot 0,915 \cdot 0,99 = 3571,43 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1.17)$$

Таблица 1.3 – Силовые и кинематические параметры привода.

| Двигатель 4АМ132М6У3 ($P_{дв.} = 7,5 \text{ кВт}$, $n^{об.ном.} = 870 \text{ об/мин}$) | | | | | | | |
|---|-----------|--------|-----------------------------------|-----------|--------------|------------|-----------|
| Параметр | Передача | | Параметр | Вал | | | |
| | Червячная | Цепная | | Двигателя | редуктора | | приводной |
| | | | | | быстроходный | тихоходный | |
| $и$ | 25 | 2,6 | $P, \text{ кВт}$ | 6,965 | 6,757 | 5,575 | 5,0 |
| | | | $\omega, \text{ с}^{-1}$ | 91,106 | 91,106 | 3,644 | 1,4 |
| η | 0,825 | 0,915 | $n, \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ | 870 | 870 | 34,8 | 13,37 |
| | | | $T, \text{ Н} \cdot \text{ м}$ | 76,449 | 74,166 | 1529,91 | 3571,43 |

1.2 Выбор материалов червячной передачи

Учитывая тот факт, что передаваемая мощность привода больше 1 кВт , то для изготовления червяка принимаем материал – Сталь 40Х, с твердостью поверхности витков 45...50 HRC, вид термообработки – улучшение и закалка ТВЧ.

Выбор марки материала червячного колеса зависит от скорости скольжения. Скорость скольжения на этапе проектирования определяется по эмпирической зависимости

$$V_s = \frac{4,3 \cdot \omega_2 \cdot u_{\text{чп}}}{10^3} \sqrt[3]{T_2} \quad (1.18)$$

где T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

ω_2 – угловая скорость вала червячного колеса, с^{-1} ;

$u_{\text{чп}}$ – передаточное число червячной передачи.

$$V_s = \frac{4,3 \cdot 3,644 \cdot 25}{10^3} \cdot \sqrt[3]{1529,91} = 4,513 \text{ м/с}$$

По таблице 3.5 [4, стр.57] по найденной скорости скольжения принимаю материал червячного колеса II группы БрА10Ж4Н4, способ отливки – центробежный. Предел прочности БрА10Ж4Н4 $\sigma_{\text{в}} = 285 \text{ МПа}$, предел текучести $\sigma_{\text{т}} = 165 \text{ МПа}$.

Допускаемые контактные напряжения для венца червячного колеса находятся по формуле

$$[\sigma]_{H2} = 300 - 25 \cdot V_s \quad (1.19)$$

$$[\sigma]_{H2} = 300 - 25 \cdot V_s = 300 - 25 \cdot 4,513 = 187,175 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Допускаемые напряжения изгиба материала венца червячного колеса для нереверсивной передачи определяются по формуле

$$[\sigma]_{F2} = (0,08\sigma_{\text{в}} + 0,25\sigma_{\text{т}}) \cdot K_{FL2}, \quad (1.20)$$

где K_{FL2} – коэффициент долговечности.

Коэффициент долговечности при расчете на изгиб

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_i}}, \quad (1.21)$$

где N_i – число циклов перемены напряжений за весь срок службы

$N_2 = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h$, здесь L_h – срок службы привода (ресурс), ч. ($L_h = 5000$ по заданию). Тогда число циклов перемены напряжений за весь срок службы определится как

$$N_2 = 573 \cdot 3,644 \cdot 5000 = 10,44 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Следовательно коэффициент долговечности

$$K_{FL_2} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{10,44 \cdot 10^6}} = 0,77$$

По формуле 2.3 допускаемые напряжения изгиба определяются как

$$[\sigma]_{F_2} = (0,08 \cdot 700 + 0,25 \cdot 460) \cdot 0,77 = 131,67 \text{ МПа}$$

1.3 Расчет червячной передачи

1.3.1 Проектный расчет

Межосевое расстояние, мм

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}}, \quad (1.22)$$

где T_2 – вращающий момент на выходном валу редуктора, $T_2 = 1529,91$ Н·м;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение червячного колеса, $[\sigma]_H = 181,175 \text{ МПа}$.

Тогда межосевое расстояние

$$a_w \geq 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{1529,91 \cdot 10^3}{181,175^2}} = 219,52 \text{ мм.}$$

Округлим значение межосевого расстояния до ближайшего числа по таблице 13.15 [4, стр.326] $a_w = 220 \text{ мм}$.

Число витков червяка z_1 зависит от передаточного числа редуктора.
 При $i = 25$ число витков $z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot i = 2 \cdot 25 = 50. \quad (1.23)$$

Модуль зацепления

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} = 1,6 \cdot \frac{220}{50} = 7,04 \text{ мм}. \quad (1.24)$$

Полученное значение модуля округляем до стандартного, $m = 7$ мм.

Коэффициент диаметра червяка

$$q \approx (0,212 \dots 0,25) z_2 = 0,25 \cdot 50 = 12,5. \quad (1.25)$$

Полученное значение совпадает со стандартным, $q = 12,5$.

Коэффициент смещения инструмента

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5(q + z_2) = \left(\frac{220}{7} \right) - 0,5(12,5 + 50) = 0,178. \quad (1.26)$$

Условие $-1 \leq x \leq +1$ выполняется.

Фактическое передаточное число:

$$i_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{2} = 25. \quad (3.2)$$

Проверяю отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta i = \frac{|i_\phi - i|}{i} \cdot 100\% = \frac{25 - 25}{25} = 0\% \leq 4\%. \quad (1.27)$$

Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 7 \cdot (12,5 + 50 + 2 \cdot 0,178) = 219,996 \text{ мм}.$$

Определяем основные геометрические параметры передачи (табл.1.4).

Таблица 1.4 – Основные геометрические параметры передачи, размеры в миллиметрах.

| Параметр | Червяк | Червячное колесо |
|------------------------------|---|---|
| Делительный диаметр | $d_1 = q \cdot m = 12,5 \cdot 7 = 87,5$ | $d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 7 \cdot 50 = 350$ |
| Диаметр вершин витков/зубьев | $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 87,5 + 2 \cdot 7 = 101,5$ | $d_{a2} = d_2 + 2m(1+x) = 350 + 2 \cdot 7 \cdot (1+0,178) = 366,492$ |
| Начальный диаметр | $d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 7 \cdot (12,5 + 2 \cdot 0,178) = 89,992$ | — |
| Наибольший диаметр колеса | — | $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 366,492 + \frac{6 \cdot 7}{2 + 2} = 376,992$ |
| Диаметр впадин витков/зубьев | $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 87,5 - 2,4 \cdot 7 = 70,7$ | $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 350 - 2 \cdot 7 \cdot (1,2 - 0,178) = 334,292$ |

Делительный угол подъема линии витков червяка

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{12,5}\right) = 9^{\circ}05'25'' . \quad (1.28)$$

Длина нарезаемой части червяка

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m + C, \quad (1.29)$$

$$\text{где } C = -\frac{(70 + 60 \cdot x) \cdot m}{z_2} = -\frac{(70 + 60 \cdot 0,178) \cdot 7}{50} = -11,2952. \quad (1.30)$$

Тогда

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot 0,178 + 2) \cdot 7 - 11,2925 = 79,56 \text{ мм}. \quad (1.31)$$

Округляю полученное значение до стандартного, $b_1 = 80 \text{ мм}$.

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 219,996 = 78,09 \text{ мм}. \quad (1.32)$$

Округляю полученное значение до стандартного, $b_2 = 78 \text{ мм}$.

Радиусы закруглений зубьев

$$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m = 0,5 \cdot 87,5 - 7 = 36,75, \quad (1.33)$$

$$R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m = 0,5 \cdot 87,5 + 1,2 \cdot 7 = 52,15. \quad (1.34)$$

Условный угол обхвата червяка венцом колеса

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{78}{101,5 - 0,5 \cdot 7} = 0,795. \quad (1.35)$$

1.3.2 Проверочный расчет

Коэффициент полезного действия червячной передачи определяется по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (1.36)$$

где γ – делительный угол подъема линии витков червяка, $\gamma = 11,31^\circ$;

φ – угол трения.

Угол трения определяется в зависимости от фактической скорости скольжения

$$V_s = \frac{i_\phi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 3,644 \cdot 87,5}{2 \cdot \cos 9^\circ 05' 25'' \cdot 10^3} = 4,035 \text{ м/с}. \quad (1.37)$$

Тогда по таблице 4.9 [4, стр.77] принимаю $\varphi = 1,35^\circ$.

Подставляю найденные углы в формулу (10), тогда КПД

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 9,09027^\circ}{\operatorname{tg}(9,09027^\circ + 1,35^\circ)} = 0,868. \quad (1.38)$$

Проверку контактных напряжений проводим по формуле на стр. 77[4]

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot K}{d_1 \cdot d_2}} \leq [\sigma]_H \quad (1.39)$$

где: F_{t2} – окружная сила на колесе

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 1529,91 \cdot 10^3}{350} = 8742,343 \text{ Н}. \quad (1.40)$$

$K = 1$ – коэффициент нагрузки, который принимается в зависимости от окружной скорости колеса

$$v_2 = \frac{\omega_3 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{3,644 \cdot 350}{2 \cdot 10^3} = 0,638 \text{ м/с.} \quad (1.41)$$

$[\sigma]_H = 187,55 \text{ МПа}$ – допускаемое контактное напряжение, уточнённое по фактической скорости скольжения $V_s = 4,035 \text{ м/с}$ (см. табл. 3.6[4]).

Тогда

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{8742,343 \cdot 1}{87,5 \cdot 350}} = 181,658 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 187,55 \text{ МПа.}$$

Фактическая недогрузка

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% \quad (1.42)$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{181,658 - 187,55}{187,55} \cdot 100\% = -3,142\%, \text{ что меньше допустимых } 15\%.$$

Проверим напряжения изгиба зубьев колеса по формуле на стр. 78[6]

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K \leq [\sigma]_F \quad (1.43)$$

где: $K = 1$ коэффициент нагрузки; $Y_{F2} = 1,255$ - коэффициент формы зуба колеса, определённый по таблице 4.10[4]

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{\cos^3 52,655^\circ} = 223,993. \quad (1.44)$$

Тогда

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,255 \cdot \frac{8742,343}{78,09 \cdot 7} \cdot 1 = 14,05 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F = 131,67 \text{ МПа.}$$

Силы, действующие на червяк и червячное колесо (см. табл. 6.1 [4])
окружная сила на червяке

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 74,166 \cdot 10^3}{87,5} = 1695,223 \text{ Н.} \quad (1.45)$$

окружная сила на червячном колесе

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 1529,91 \cdot 10^3}{350} = 8742,343 \text{ Н.} \quad (1.46)$$

радиальные силы на колесе и червяке

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 8742,343 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3181,953 \text{ Н.} \quad (1.47)$$

осевая сила на червяке

$$F_{a1} = F_{t2} = 8742,343 \text{ Н.} \quad (1.48)$$

осевая сила на червячном колесе

$$F_{a2} = F_{t1} = 1695,223 \text{ Н.} \quad (1.49)$$

1.3.3 Тепловой расчёт

Работа червячных передач сопровождается большим тепловыделением, поэтому необходим проверочный тепловой расчет редуктора.

Тепловой расчет проводят с целью определения температуры масла t_m в редукторе, которая не должна превышать допускаемой $[t]_m = (80 - 95)^\circ \text{С}$.

Температура воздуха вне корпуса редуктора обычно $t_b = 20^\circ \text{С}$.

Температура масла t_m в корпусе червячной передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения определяется по зависимости (см. стр. 274 [4])

$$t_m = \text{Ошибка! Залка не определена.} \quad (1.50)$$

где: $P_2 = 6,75 \text{ кВт}$ – мощность на быстроходном валу редуктора (червяке); $\eta = 0,868$ – коэффициент полезного действия редуктора; $k_t = 13 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$ – коэффициент теплопередачи; A – площадь теплоотводящей поверхности корпуса редуктора (корпуса, без площади днища), м^2 ; $\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод тепла через днище.

Для определения A , червячный редуктор вписывают в параллелепипед и определяют площадь его плоскостей без площади днища. Ориентировочно A можно принять в зависимости от межосевого расстояния a_w (см. табл. 11.6[4]), $A = 1 \text{ м}^2$.

Тогда

$$t_m = \text{Ошибка! Закладка не определена.} = 72,722 \text{ }^{\circ}\text{C} < [t]_m = (80 - 95) \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Условие выполняется.

1.3.4 Расчёт на жёсткость

Приведённый момент инерции поперечного сечения червяка

$$J_{пр} = \frac{\pi \cdot d_{fl}^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_{a1}}{d_{fl}} \right) \quad (1.51)$$

$$J_{пр} = \frac{3,142 \cdot 70,7^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{101,5}{70,7} \right) = 1560578,487 \text{ мм}^4.$$

Стрела прогиба

$$f = \frac{l^3 \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 \cdot E \cdot J_{пр}} \quad (1.52)$$

$$f = \frac{348^3 \cdot \sqrt{1695,223^2 + 3181,953^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1560578,487} \approx 0,01 \text{ мм.}$$

где: $l = 348 \text{ мм}$ – расстояние между опорами червяка; $F_{t1} = 1695,223 \text{ Н}$ – окружная сила на червяке; $F_{r1} = 3181,953 \text{ Н}$ – радиальная сила на червяке; $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2$.

Допускаемый прогиб

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot m = (0,005 \dots 0,01) \cdot 7 = 0,035 \dots 0,07 \text{ мм.}$$

Таким образом, жёсткость червяка обеспечена, так как $f = 0,01 \text{ мм.} < [f] = 0,035 \dots 0,07 \text{ мм.}$

1.4 Расчёт открытой цепной передачи

1.4.1 Проектный расчёт

Шаг цепи

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_9}{v \cdot z_1 \cdot [p_c]}} \quad (1.53)$$

где: K_3 – коэффициент эксплуатации; $[p_{ц}] = 35,608 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое давление в шарнирах роликовой цепи по таблице 5.8[4]; $v = 1$ – для однорядных цепей типа ПР:

Коэффициент эксплуатации

$$K_3 = K_d \cdot K_c \cdot K_\theta \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_p \quad (1.54)$$

где: $K_d = 1$ коэффициент динамичности нагрузки при равномерной нагрузке (см. табл. 5.7 [4]); $K_c = 1,5$ – коэффициент смазки при непрерывной смазке (см. табл. 5.7 [4]); $K_\theta = 1$ – коэффициент положения передачи при угле наклона линии центров звёздочек к горизонту $\theta = 0^\circ \leq 60^\circ$ (см. табл. 5.7 [4]); $K_{\text{рег}} = 1$ – коэффициент регулировки при регулировке передвигающимися опорами (см. табл. 5.7 [4]); $K_p = 1$ – коэффициент режима работы (см. табл. 5.7 [4]).

Тогда

$$K_3 = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,5.$$

Число зубьев ведущей звёздочки

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_{ц.п.} = 29 - 2 \cdot 2,6 = 23,8, \quad (1.55)$$

где: $u_{ц.п.} = 2,6$ – передаточное число; в целях устранения перегрузки цепи принимаем увеличенное число зубьев ведущей звёздочки $z_1 = 25$ – нечетное число ведущей звёздочки в сочетании с нечётным числом ведомой звёздочки z_2 и чётным числом звеньев цепи l_p обеспечит более равномерное изнашивание зубьев.

Тогда

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{1529,91 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{1 \cdot 25 \cdot 35,608}} = 38,393 \text{ мм.}$$

В целях устранения перегрузки цепи принимаем заведомо большее значение шага цепи $p = 44,45 \text{ мм.}$

Число зубьев ведомой звёздочки

$$z_2 = z_1 \cdot u_{ц.п.} = 25 \cdot 2,6 = 65. \quad (1.56)$$

Фактическое значение передаточного числа $u_{ф.ц.п.}$ и его отклонение $\Delta u_{ц.п.}$ от заданного $u_{ц.п.}$

$$u_{ф.ц.п.} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{65}{25} = 2,6. \quad (1.57)$$

$$\Delta u_{ц.п.} = \frac{|u_{ф.ц.п.} - u_{ц.п.}|}{u_{ц.п.}} \cdot 100\% \quad (1.58)$$

$$\Delta u_{ц.п.} = \frac{|2,6 - 2,6|}{2,6} \cdot 100\% = 0\%.$$

Межосевое расстояние в шагах принимаем из интервала $a_p = \frac{a}{p} = 30 \dots 50 = 40$.

Число звеньев цепи

$$l_p = 2 \cdot a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2}{a_p} \quad (1.59)$$

$$l_p = 2 \cdot a_p + \frac{65 + 25}{2} + \frac{\left(\frac{65 - 25}{2 \cdot 3,142}\right)^2}{40} = 126,013.$$

Полученное значение до целого чётного числа $l_p = 126$.

Уточнённое межосевое расстояние в шагах

$$a_p = 0,25 \cdot \left(l_p - 0,5 \cdot (z_2 + z_1) + \sqrt{[l_p - 0,5 \cdot (z_2 + z_1)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2} \right) \quad (1.60)$$

$$a_p = 0,25 \cdot \left(126 - 0,5 \cdot (65 + 25) + \sqrt{[126 - 0,5 \cdot (65 + 25)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{65 - 25}{2 \cdot 3,142}\right)^2} \right) = 39,993 \text{ мм.}$$

Фактическое межосевое расстояние

$$a = a_p \cdot p = 39,993 \cdot 44,45 \approx 1778 \text{ мм.} \quad (1.61)$$

Так как ведомая (свободная) ветвь цепи должна провисать примерно на $0,01 \cdot a$, то для этого при монтаже передачи надо предусмотреть возможность уменьшения действительного межосевого расстояния на $0,005 \cdot a$. Таким

образом монтажное межосевое расстояние $a_m = 0,995 \cdot a = 0,995 \cdot 1778 = 1769,11$ мм.

Длина цепи

$$l = l_p \cdot p = 126 \cdot 44,45 = 5600,7 \text{ мм.} \quad (1.62)$$

Диаметры звёздочек.

Диаметры делительных окружностей

$$d_{o1} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 354,655 \text{ мм.} \quad (1.63)$$

$$d_{o2} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180^\circ}{65}} = 920,035 \text{ мм.} \quad (1.64)$$

Диаметры окружностей выступов

$$D_{e1} = p \cdot \left(K + K_{z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right), \quad (1.65)$$

$$D_{e1} = 44,45 \cdot \left(0,7 + 7,916 - \frac{0,31}{1,75} \right) = 375,107 \text{ мм,}$$

$$D_{e2} = p \cdot \left(K + K_{z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right), \quad (1.66)$$

$$D_{e2} = 44,45 \cdot \left(0,7 + 20,674 - \frac{0,31}{1,75} \right) = 942,2 \text{ мм,}$$

где: $K = 0,7$ – коэффициенты высоты зуба; K_z – коэффициент числа зубьев.

$$K_{z1} = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} = 7,916, \quad (1.67)$$

$$K_{z2} = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} = \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{65} = 20,674, \quad (1.68)$$

λ – геометрическая характеристика зацепления (где: $d_3 = 25,4$ мм – диаметр ролика шарнира цепи – см. табл. К32[4])

$$\lambda = \frac{p}{d_3} = \frac{44,45}{25,4} = 1,75. \quad (1.69)$$

Диаметры окружностей впадин

$$D_{i1} = \text{Ошибка! Закладка не определена.}, \quad (1.70)$$

$$D_{i1} = 354,655 - (25,4 - 0,175 \cdot \sqrt{354,655}) = 332,551 \text{ мм},$$

$$D_{i2} = \text{Ошибка! Закладка не определена.}, \quad (1.71)$$

$$D_{i2} = 920,035 - (25,4 - 0,175 \cdot \sqrt{920,035}) = 899,943 \text{ мм}.$$

1.4.2 Проверочный расчёт

Проверка частоты вращения ведущей звёздочки

$$n_3 = 34,8 \text{ об/мин} \leq [n]_3 = 337,458 \text{ об/мин}.$$

где: $[n]_3$ – допускаемая частота вращения ведущей звёздочки

$$[n]_3 = \frac{15 \cdot 10^3}{t} = \frac{15 \cdot 10^3}{44,45} = 337,458 \text{ об/мин}. \quad (1.72)$$

Проверка числа ударов цепи о зубья звёздочек

$$U = 0,46 \text{ с}^{-1} \leq [U] = 11,429 \text{ с}^{-1}.$$

где: $[U]$ – допускаемое число ударов цепи о зубья звёздочек

$$[U] = \frac{508}{t} = \frac{508}{44,45} = 11,429 \text{ с}^{-1}. \quad (1.73)$$

U – число ударов цепи о зубья звёздочек

$$U = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_3}{60 \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 34,8}{60 \cdot 126} = 0,46 \text{ с}^{-1}. \quad (1.74)$$

Фактическая скорость цепи

$$V = \frac{z_1 \cdot p \cdot n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 44,45 \cdot 34,8}{60 \cdot 10^3} = 0,644 \text{ м/с.} \quad (1.75)$$

Окружная сила, передаваемая цепью

$$F_t = \frac{P_3 \cdot 10^3}{V} = \frac{5575 \cdot 10^3}{0,644} = 8656,82 \text{ Н.} \quad (1.76)$$

Проверка давления в шарнирах цепи

$$p_{\text{ц}} = \frac{F_t \cdot K_3}{A} \leq [p_{\text{ц}}] \quad (1.77)$$

где: $A = d_1 \cdot b_3 = 12,7 \cdot 25,4322,58 \text{ мм}^2$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира; здесь $d_1 = 12,7 \text{ мм}$ – диаметр валика цепи, $b_3 = 25,4 \text{ мм}$ – ширина внутреннего звена цепи (см. табл. К32 [4]). $[p_{\text{ц}}] = 26,78 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое давление в шарнирах, уточнённое по фактической скорости цепи v (см. 5.4, п. 1, г).

Тогда

$$p_{\text{ц}} = \frac{8656,82 \cdot 0,92}{322,58 \text{ Н/мм}^2} = 24,689 \text{ Н/мм}^2 \leq [p_{\text{ц}}] = 26,78 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверка цепи на прочность. Прочность цепи удовлетворяется соотношением

$$S \geq [S]$$

где: $[S] = 7,106$ – допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых (втулочных) цепей (см. табл. 5.9 [4]); S – расчётный коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_0 + F_v} \quad (1.78)$$

где: $F_p = 17240 \text{ Н}$ – разрушающая нагрузка цепи, зависит от шага цепи p и выбирается по табл. К32 [4]; F_0 – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (от её силы тяжести)

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g = 6 \cdot 7,5 \cdot 1777,689 \cdot 10^{-3} \cdot 9.81 = 784,761 \text{ Н,} \quad (1.79)$$

где: $K_f = 6$ – коэффициент провисания для горизонтальных передач;
 $q = 7,5$ кг/м – масса 1 м цепи; $g = 9,81$ кг/с² – ускорение свободного падения.

F_v – натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = q \cdot V^2 = 7,5 \cdot 0,644^2 = 3,111 \text{ Н.} \quad (1.80)$$

Тогда

$$S = \frac{172400}{8656,82 \cdot 1 + 784,761 + 3,111} = 18,254 \geq [S] = 7,106.$$

Сила давления цепи на вал

$$F_{ц} = k_v \cdot F_t + 2 \cdot F_0 = 1,15 \cdot 8656,82 + 2 \cdot 784,761 = 11524,865 \text{ Н.} \quad (1.81)$$

где $k_v = 1,15$ – коэффициент нагрузки вала (см. табл. 5.7 [4]).

1.5 Предварительный расчёт валов и выбор подшипников

Для валов проектируемых редукторов рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х.

Проектный расчёт выполняем по напряжениям кручения (как при чистом кручении), не учитывая напряжения изгиба, концентрацию напряжений, переменность напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближённости подсчёта допускаемые напряжения на кручения принимают заниженными: $[\tau_k] = 10 - 15$ Н/мм² – для быстроходных валов и $[\tau_k] = 15 - 20$ Н/мм² – для тихоходных.

Расчёт производим по формулам из таблицы 7.1 [4].

1.5.1 Быстроходный вал

Диаметр свободного (присоединительного) конца вала под муфту равен:

$$d_1 \geq (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{\text{двиг.}} \quad (1.82)$$

$$d_1 \geq (0,8 \dots 1,2) \cdot 38 = 30,4 \dots 45,6 \text{ мм, принимаем } d_1 = 32 \text{ мм.}$$

Длина ступени

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1 \quad (1.83)$$

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 32 = 32 \dots 48 \text{ мм.}$$

В соответствии с длиной полумуфты муфты упругой втулочно-пальцевой (см. табл. К21 [4]) $l = 58 \text{ мм}$, принимаем $l_1 = 58 \text{ мм}$.

Под манжету диаметр вала равен

$$d_5 = d_1 + 2 \cdot t \quad (1.84)$$

$$d_5 = 32 + 2 \cdot 2,5 = 37 \text{ мм, принимаем } d_5 = 36 \text{ мм.}$$

Под 1-й подшипник диаметр вала равен

$$d_2 = d_5 + 2 \cdot t \quad (1.85)$$

$$d_2 = 36 + 2 \cdot 2,5 = 41 \text{ мм, принимаем } d_2 = 40 \text{ мм.}$$

Общая длина ступеней d_2 и d_5

$$l_2 = 2 \cdot d_2 \quad (1.86)$$

$$l_2 = 2 \cdot 40 = 80 \text{ мм.}$$

Для обеспечения зазора между муфтой и корпусом редуктора, а также для обеспечения установки привёртной крышки подшипника расстояние l_2 необходимо иметь равным 90 мм, поэтому принимаем $l_2 = 90 \text{ мм}$.

В месте расположения червяка диаметр вала равен

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r \quad (1.87)$$

$$d_3 = 40 + 3,2 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм, принимаем } d_3 = 52 \text{ мм.}$$

Длина ступени:

l_3 определить графически.

Под 2-й подшипник диаметр вала равен

$$d_4 = d_2 = 40 \text{ мм.} \quad (1.88)$$

Длина ступени

$l_4 = B + c$ – для шариковых подшипников.

где: c – длина фаски.

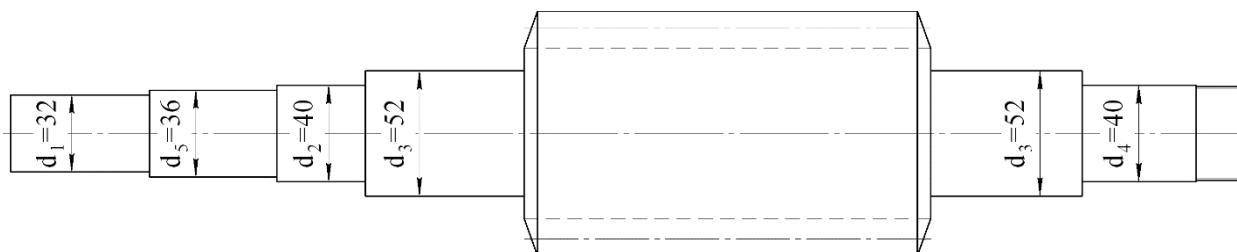


Рисунок 1.2 – Быстроходный вал

Для быстроходного вала применяем схему установки подшипников с одной фиксирующей опорой, поэтому применяем разные подшипники для двух опор:

1-ая опора:

Применяем шарикоподшипник радиальный однорядный средней серии по ГОСТ 8338–75 № 308 (см. таблица К27 [4]):

Таблица 1.5 – Параметры подшипника № 308

| Подшипник | Внутренний посадочный диаметр подшипника, d | Внешний диаметр подшипника, D | Ширина подшипника, B | Динамическая грузоподъемность, C_r | Статическая грузоподъемность, C_{or} |
|-----------|---|-------------------------------|----------------------|--------------------------------------|--|
| 308 | 40 | 90 | 23 | 41 | 22,4 |

2-ая опора:

Подшипниковый узел фиксирующей опоры образуют два одинаковых специально подобранных и скомпонованных радиально-упорных однорядных шарикоподшипника, которые рассматривают как один двухрядный подшипник, нагруженный силами F_{r1} и F_{a1} .

Применяем шарикоподшипник радиально-упорный однорядный средней серии по ГОСТ 831–75 № 36308 (см. таблица К28 [4]):

Таблица 1.6 – Параметры подшипника № 36308

| Подшипник | Внутренний посадочный диаметр подшипника, d | Внешний диаметр подшипника, D | Ширина подшипника, B | Динамическая грузоподъемность, C_r | Статическая грузоподъемность, C_{or} |
|-----------|---|-------------------------------|----------------------|--------------------------------------|--|
| 36308 | 40 | 90 | 23 | 41 | 22,4 |

Для комплекта из двух шарикоподшипников имеем

$$C_{r \text{ сум}} = 1,625 \cdot C_r = 1,625 \cdot 41000 = 66625 \text{ Н.} \quad (1.89)$$

$$C_{0г\text{ сум}} = 2 \cdot C_{ог} = 2 \cdot 22400 = 44800 \text{ Н.} \quad (1.90)$$

1.5.2 Тихоходный вал

Диаметр свободного (присоединительного) конца вала под ведущую звёздочку открытой цепной передачи равен

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}} \quad (1.91)$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{1529,91 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 72,588 \text{ мм, принимаем } d_1 = 75 \text{ мм.}$$

Длина ступени

$$l_1 = (0,8 \dots 1,5) \cdot d_1 \quad (1.92)$$

$$l_1 = (0,8 \dots 1,5) \cdot 75 = 60 \dots 112,5 \text{ мм.}$$

В соответствии с длиной ступицы ведущей звёздочки открытой цепной передачи $L_{\text{ступ.}} = 76 \text{ мм}$, принимаем $l_1 = 75 \text{ мм}$.

Под 1-й подшипник и манжету диаметр вала равен

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t \quad (1.93)$$

$$d_2 = 75 + 2 \cdot 3,5 = 82 \text{ мм, принимаем } d_2 = 80 \text{ мм.}$$

Длина ступени d_2

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 \quad (1.94)$$

$$l_2 = 1,25 \cdot 80 = 100 \text{ мм.}$$

Для обеспечения зазора между ведущей звёздочкой открытой цепной передачи и корпусом редуктора, а также для обеспечения установки привёртной крышки подшипника расстояние l_2 достаточно иметь равным 100 мм, поэтому принимаем $l_2 = 100 \text{ мм}$.

Под колесо червячной передачи диаметр вала равен

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r \quad (1.95)$$

$$d_3 = 80 + 3,2 \cdot 3,5 = 91,2 \text{ мм, принимаем } d_3 = 90 \text{ мм.}$$

Длина ступени

В соответствии с длиной ступицы колеса червячной передачи $L_{\text{ступ}} = 90 \text{ мм}$, принимаем $l_3 = 86 \text{ мм}$.

Под 2-й подшипник диаметр вала равен

$$d_4 = d_2 = 80 \text{ мм.} \quad (1.96)$$

Длина ступени

$$l_4 = T + c - \text{ для роликовых подшипников.}$$

где: c – длина фаски.

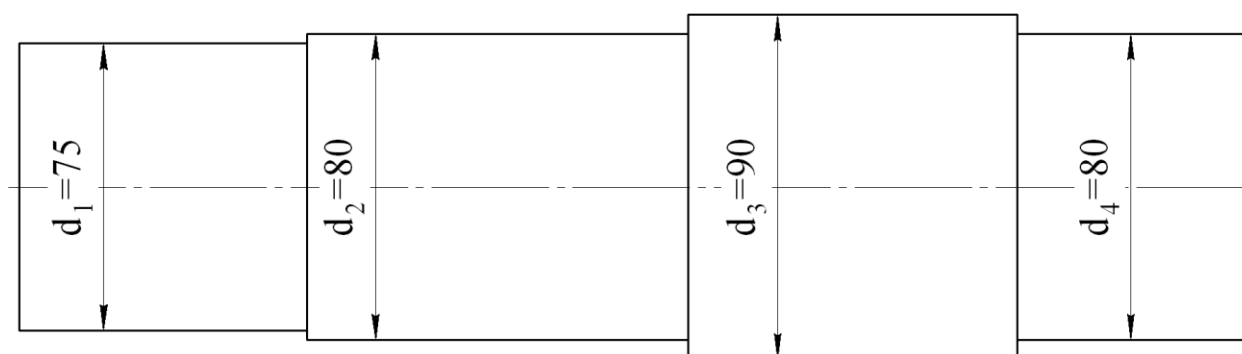


Рисунок 1.3 – Тихоходный вал

Для тихоходного вала применяем подшипник роликовый конический однорядный по ГОСТ 27365–87 № 7216А легкой серии:

Таблица 1.7 – Параметры подшипника № 7216А

| Подшипник | Внутренний посадочный диаметр подшипника, d | Внешний диаметр подшипника, D | Ширина подшипника, T | Динамическая грузоподъемность, C_r | Статическая грузоподъемность, C_{or} |
|-----------|---|---------------------------------|------------------------|--------------------------------------|--|
| 7216А | 80 | 140 | 28,25 | 112 | 95,2 |

1.6 Проверочные расчёты валов и подшипников

1.6.1 Быстроходный вал

1.6.1.1 Расчёт реакций в опорах и изгибающих моментов

У

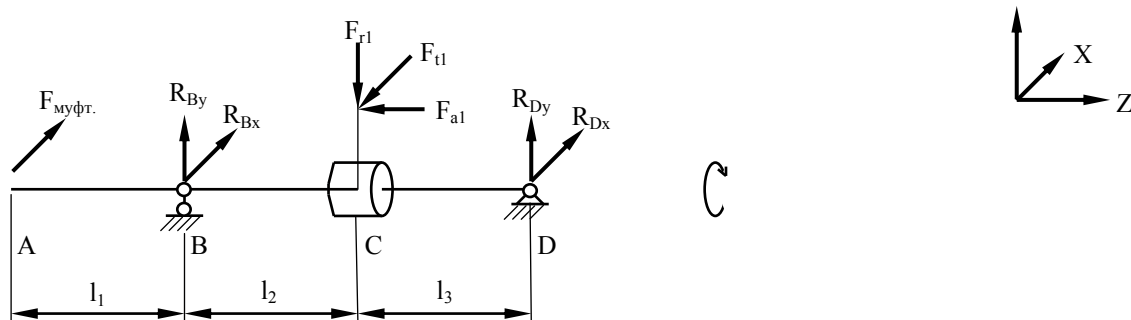


Рисунок 1.4 – Реакции и силы на быстроходном валу

Силы, действующие на вал, и расстояния между точками приложения сил

$$F_{r1} = 3181,953 \text{ Н}, \quad l_1 = 130 \text{ мм},$$

$$F_{t1} = 1695,223 \text{ Н}, \quad l_2 = 170 \text{ мм},$$

$$F_{a1} = 8742,343 \text{ Н}, \quad l_3 = 178 \text{ мм}.$$

$$F_{\text{мфг.}} = 125 \cdot \sqrt{T_2} = 125 \cdot \sqrt{74,166} = 1076,496 \text{ Н}.$$

Вертикальная плоскость

Из условия равенства суммы моментов сил относительно опоры В, выводим:

$$\sum M_y = 0; \text{ Ошибка! Закладка не определена.}, \text{ отсюда:} \quad (1.97)$$

$$R_{By} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot l_3}{l_2 + l_3} \quad (1.98)$$

$$R_{By} = \frac{8742,343 \cdot \frac{87,5}{2} + 3181,953 \cdot 178}{170 + 178} = 2726,75 \text{ Н}.$$

$$\text{Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y, выводим:} \\ M_y = 0; \text{ Ошибка! Закладка не определена.}, \text{ отсюда} \quad (1.99)$$

$$R_{Dy} = -R_{By} + F_{r1} \quad (1.100)$$

$$R_{Dy} = -2726,75 + 3181,953 = 455,203 \text{ Н}.$$

Строим эпюры изгибающих моментов относительно оси X в характерных точках A, B, C, D.

$$M_{Ax} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{Bx} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{Cx1} = \quad (1.101)$$

$$M_{Cx1} = 463547,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{Cx2} = \quad (1.102)$$

$$M_{Cx2} = 2726,75 \cdot 170 - 8742,343 \cdot \frac{87,5}{2} = 81069,994 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{Dx} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Горизонтальная плоскость:

Из условия равенства суммы моментов сил относительно опоры B, выводим

$$\sum M_x = 0; \text{ Ошибка! Закладка не определена.}, \text{ отсюда:} \quad (1.103)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{t1} \cdot l_3 - F_{\text{муфт.}} \cdot l_1}{l_2 + l_3} \quad (1.104)$$

$$R_{Bx} = \frac{8742,343 \cdot \frac{87,5}{2} + 1695,223 \cdot 178 - 1076,496 \cdot 130}{170 + 178} = 1564,031 \text{ Н}.$$

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y, выводим

$$\sum M_x = 0; \text{ Ошибка! Закладка не определена.}, \text{ отсюда:} \quad (1.105)$$

$$R_{Dx} = -R_{Bx} - F_{\text{муфт.}} + F_{r1} \quad (1.106)$$

$$R_{Dx} = -1564,031 - 1076,496 + 3181,953 = 541,426 \text{ Н}.$$

Строим эпюры изгибающих моментов относительно оси Y в характерных точках A, B, C, D

$$M_{Ay} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{By} = \quad (1.107)$$

$$M_{By} = 1076,496 \cdot 130 = 139944,48 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{Cy} = \quad (1.108)$$

$$M_{Cy} = 1564,031 \cdot 170 = 265885,27 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{Dy} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определяем суммарные радиальные реакции

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1564,031^2 + 2726,75^2} = 3143,463 \text{ Н}.$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{541,426^2 + 455,203^2} = 707,356 \text{ Н}.$$

Определяем суммарные изгибающие моменты

$$M_{A\Sigma} = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Ay}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{B\Sigma} = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2} = \sqrt{0^2 + 139944,48^2} = 139944,48 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{C1\Sigma} = \sqrt{M_{Cx1}^2 + M_{Cy}^2} = \sqrt{463547,5^2 + 265885,27^2} = 534388,68 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{C2\Sigma} = \sqrt{M_{Cx2}^2 + M_{Cy}^2} = \sqrt{81069,994^2 + 265885,27^2} = 277970 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{D\Sigma} = \sqrt{M_{Dx}^2 + M_{Dy}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Находим опасное сечение по величине M_Σ и T_2 на эпюрах. Из эпюр моментов быстрогоходного вала видно, что опасное сечение расположено в месте расположения червяка.

Эквивалентный момент в этом сечении равен

$$M_9 = \sqrt{M_{C1\Sigma}^2 + T_2^2} = \sqrt{534388,68^2 + 74166^2} = 539510,757 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Уточняем диаметр вала в опасном сечении, принимая допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_9}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (1.117)$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{539510,757}{0,1 \cdot 50}} = 47,608 \text{ мм.}$$

Расчёт показал, что диаметр вала, выбранный ранее, удовлетворяет условию прочности.

1.6.1.2 Построение эпюр моментов

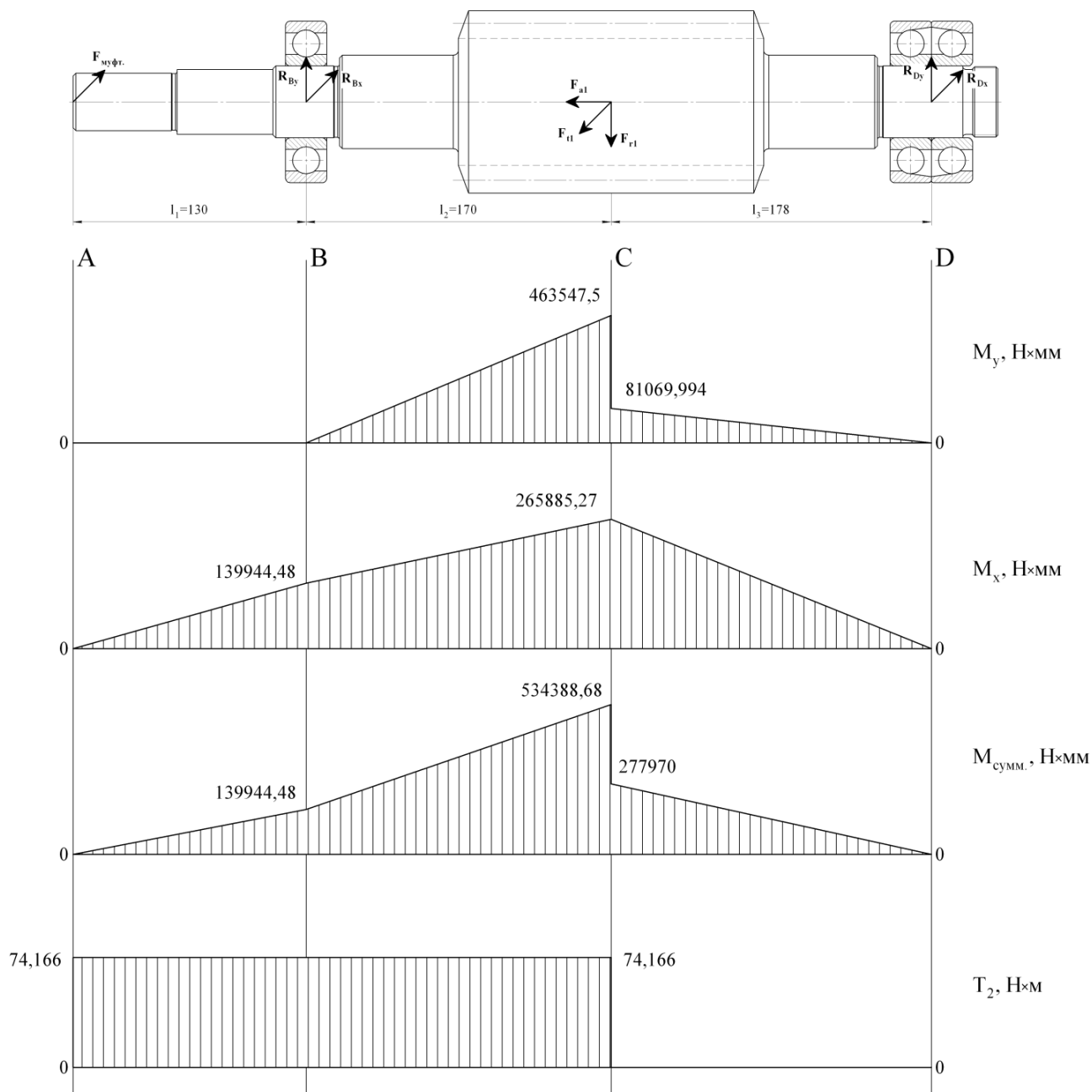


Рисунок 1.5 – Эпюры моментов быстроходного вала

1.6.1.3 Проверка грузоподъёмности подшипников

1-ая опора:

Расчётная динамическая грузоподъёмность (см. стр. 140 [4])

| | | | | |
|------|------|----------|-------|------|
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |
| | | | | |

БР - 15.03.03 ПЗ

Лист

22

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \quad (1.118)$$

Базовая долговечность (см. стр. 140 [4])

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m \quad (1.119)$$

где: R_E – эквивалентная динамическая нагрузка; $m = 3$ – показатель степени для шарикоподшипников; $a_1 = 1$ – коэффициент надёжности при безотказной работе подшипника; $a_{23} = 0,75$ – коэффициент, учитывающий влияние качества шарикоподшипника и качества его эксплуатации при обычных условиях работы; n – частота вращения внутреннего кольца подшипника соответствующего вала; $L_h \geq 5000$ ч. – требуемая долговечность по ГОСТ 16162–93 для червячных редукторов.

Эквивалентная динамическая нагрузка (см. формула 3 [7])

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_B + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_\beta \cdot K_T \quad (1.120)$$

где: $X = 0,56$, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (см. табл. 9.1 [4]); $V = 1$ – коэффициент вращения (см. табл. 9.1 [4]); R – радиальная нагрузка на подшипник; $K_\beta = 1$ – коэффициент безопасности (см. табл. 9.1 [4]); $K_T = 1$ – температурный коэффициент при рабочей температуре не превышающей 100°C (см. табл. 9.1 [4]).

Отношение $\frac{F_a}{V \cdot C_{or}} = \frac{0}{22400} = 0$; этой величине (по табл. 9.2[4]) соответствует $e = 0,19$.

Отношение $\frac{F_a}{V \cdot R_B} = \frac{0}{1 \cdot 3143,463} = 0 < e$; тогда по табл. 9.2[4]:

$$R_E = V \cdot R_B \cdot K_\beta \cdot K_T$$

Эквивалентная динамическая нагрузка опоры «В»:

$$R_E = 1 \cdot 3143,463 \cdot 1 \cdot 1 = 3143,463 \text{ Н.} \quad (1.121)$$

Расчётная динамическая грузоподъёмность

$$C_{гр} = 3143,463 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 870 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,75 \cdot 10^6}} = 22110,646 \text{ Н. } < C_r = 41000 \text{ Н.}$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = 1 \cdot 0,75 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 870} \cdot \left(\frac{41000}{3143,463} \right)^3 = 31879,924 \text{ ч. } > L_h = 5000 \text{ ч.}$$

Условие выполняется, следовательно принимаем шарикоподшипник радиальный однорядный по ГОСТ 8338 – 75 № 308 с динамической грузоподъёмностью $C_r = 41000 \text{ Н.}$

2-ая опора

$$\text{Отношение } \frac{2 \cdot F_{a1}}{V \cdot C_{ор}} = \frac{2 \cdot 8742,343}{44800} = 0,39;$$

этой величине (по табл. 9.2 [4]) соответствует $e = 0,42$.

$$\text{Отношение } \frac{F_{a1}}{V \cdot R_D} = \frac{8742,343}{1 \cdot 707,356} = 12,359 > e;$$

тогда по табл. 9.1 и табл. 9.3 [4]: $X = 1$; $Y = 1,39$.

Эквивалентная динамическая нагрузка опоры «D»

$$R_E = (1 \cdot 1 \cdot 707,356 + 1,16 \cdot 8742,343) \cdot 1 \cdot 1 = 10848,474 \text{ Н.}$$

Расчётная динамическая грузоподъёмность

$$C_{гр} = 10848,474 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 870 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,75 \cdot 10^6}} = 66297,318 \text{ Н. } < C_r = 66625 \text{ Н.}$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = 1 \cdot 0,75 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 870} \cdot \left(\frac{66625}{10848,474} \right)^3 = 5328,1 \text{ ч. } > L_h = 5000 \text{ ч.}$$

Условие выполняется, следовательно принимаем сдвоенный шарикоподшипник по ГОСТ 8338 – 75 № 36308 с динамической грузоподъёмностью $C_{r \text{ сум}} = 66625 \text{ Н.}$

1.6.2 Тихоходный вал

1.6.2.1 Расчёт реакций в опорах и изгибающих моментов

У

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|------------------|------|
| | | | | | БР - 15.03.03 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 25 |

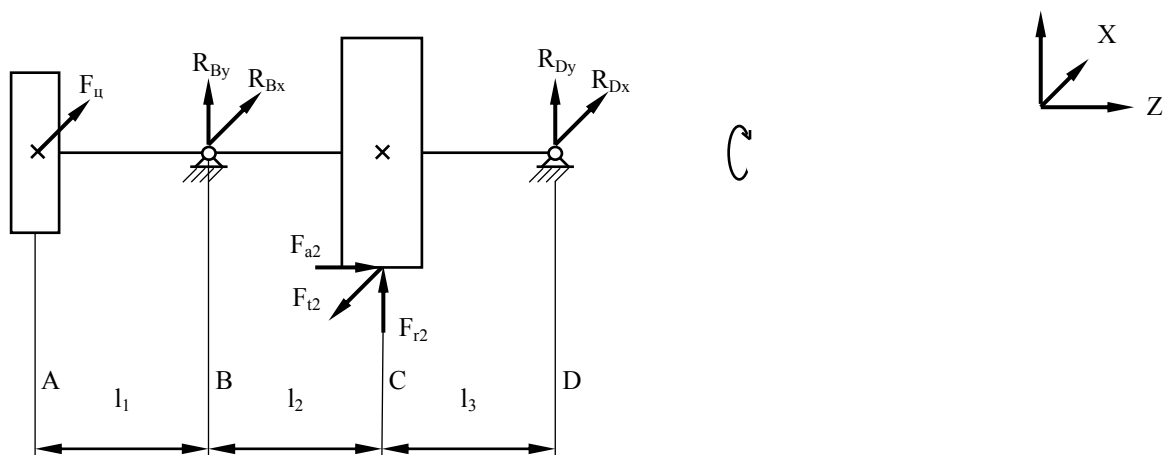


Рисунок 1.6 – Реакции и силы на тихоходном валу

Силы, действующие на вал, и расстояния между точками приложения сил

$$F_{r2} = 3181,953 \text{ Н}, \quad l_1 = 110 \text{ мм},$$

$$F_{t2} = 8742,343 \text{ Н}, \quad l_2 = 70 \text{ мм},$$

$$F_{a2} = 1695,223 \text{ Н}, \quad l_3 = 70 \text{ мм}.$$

$$F_{\text{ц}} = 11524,865 \text{ Н}.$$

Вертикальная плоскость

Из условия равенства суммы моментов сил относительно опоры В, ВЫВОДИМ

$$\sum M_y = 0; \text{ Ошибка! Закладка не определена.}, \text{ отсюда:} \quad (1.122)$$

$$R_{By} = \frac{-F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot l_3}{l_2 + l_3} \quad (1.123)$$

$$R_{By} = \frac{-1695,223 \cdot \frac{350}{2} - 3181,953 \cdot 70}{70 + 70} = -3710,005 \text{ Н}.$$

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y, выводим

$$M_y = 0; \text{ Ошибка! Закладка не определена.}, \text{ отсюда:} \quad (1.124)$$

$$R_{Dy} = -R_{By} - F_{r2} \quad (1.125)$$

$$R_{Dy} = -(-3710,005) - 3181,953 = 528,052 \text{ Н.}$$

Строим эпюры изгибающих моментов относительно оси X в характерных точках A, B, C, D

$$M_{Ax} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{Bx} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{Cx1} = \quad (1.126)$$

$$M_{Cx1} = -259700,35 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{Cx2} = \quad (1.127)$$

$$M_{Cx2} = -3710,005 \cdot 70 + 1695,223 \cdot \frac{350}{2} = 36963,675 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{Dx} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Горизонтальная плоскость

Из условия равенства суммы моментов сил относительно опоры B, ВЫВОДИМ

$$\sum M_x = 0; \text{ Ошибка! Закладка не определена.}, (1.128)$$

отсюда

$$R_{Bx} = \frac{-F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{ц} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{t2} \cdot l_3}{l_2 + l_3} \quad (1.129)$$

$$R_{Bx} = \frac{-1695,223 \cdot \frac{350}{2} - 11524,865 \cdot (110 + 70 + 70) + 8742,343 \cdot 70}{70 + 70} =$$

$$= -18327,973 \text{ Н.}$$

Из условия равенства суммы сил относительно осей X и Y, выводим

$$\sum M_x = 0; \text{ Ошибка! Закладка не определена., отсюда:} \quad (1.130)$$

$$R_{Dx} = \quad (1.131)$$

$$R_{Dx} = 15545,451 \text{ Н.}$$

Строим эпюры изгибающих моментов относительно оси Y в характерных точках A, B, C, D

$$M_{Ay} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{By} = \quad (1.132)$$

$$M_{By} = 11524,865 \cdot 110 = 1267735,15 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{Cy} = \quad (1.133)$$

$$M_{Cy} = 11524,865 \cdot (110 + 70) + (-18327,973) \cdot 70 = 791517,59 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$M_{Dy} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Определяем суммарные радиальные реакции.

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-18327,973)^2 + (-3710,005)^2} = 18699,699 \text{ Н.} \quad (1.134)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{15545,451^2 + 528,052^2} = 15554,417 \text{ Н.} \quad (1.135)$$

Определяем суммарные изгибающие моменты.

$$M_{A\Sigma} = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Ay}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм.} \quad (1.136)$$

$$M_{B\Sigma} = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2} = \sqrt{0^2 + 1267735,15^2} = 1267735,15 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad (1.137)$$

$$M_{C1\Sigma} = \sqrt{M_{Cx1}^2 + M_{Cy}^2} = \sqrt{-259700,35^2 + 791517,59^2} = 833033,233 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad (1.138)$$

$$M_{C2\Sigma} = \sqrt{M_{Cx2}^2 + M_{Cy}^2} = \sqrt{36963,675^2 + 791517,59^2} = 792380,217 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad (1.139)$$

$$M_{D\Sigma} = \sqrt{M_{Dx}^2 + M_{Dy}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad (1.140)$$

Находим опасное сечение по величине M_Σ и T_3 на эпюрах. Из эпюр моментов тихоходного вала видно, что опасное сечение расположено под колесом червячной передачи.

Эквивалентный момент в этом сечении равен

$$M_9 = \sqrt{M_{C1\Sigma}^2 + T_3^2} = \sqrt{833033,233^2 + 1529910^2} = 1742001,428 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \quad (1.141)$$

Уточняем диаметр вала в опасном сечении, принимая допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_9}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (1.142)$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{1742001,428}{0,1 \cdot 50}} = 70,365 \text{ мм}.$$

Расчёт показал, что диаметр вала, выбранный ранее, удовлетворяет условию прочности.

1.6.2.2 Построение эпюр моментов

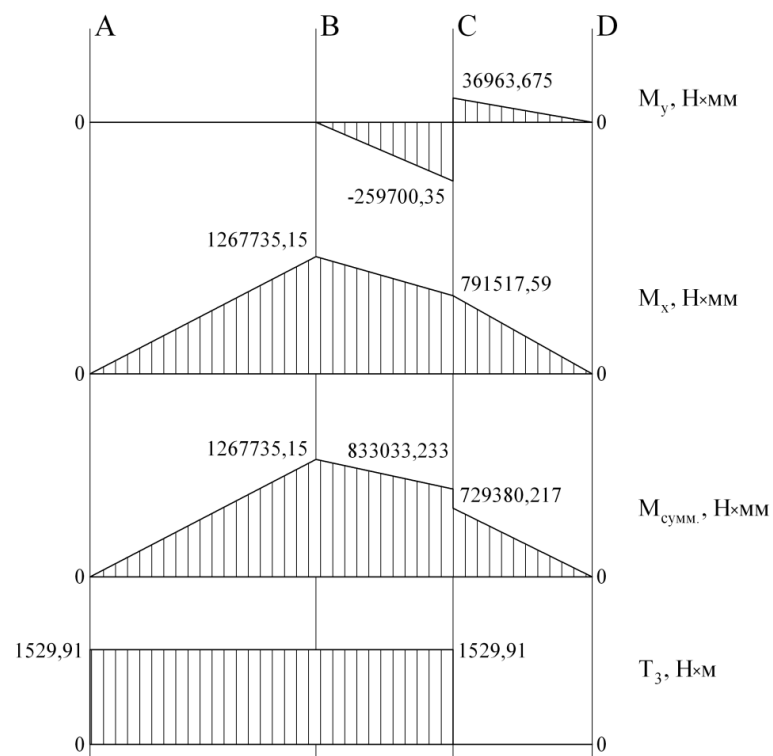
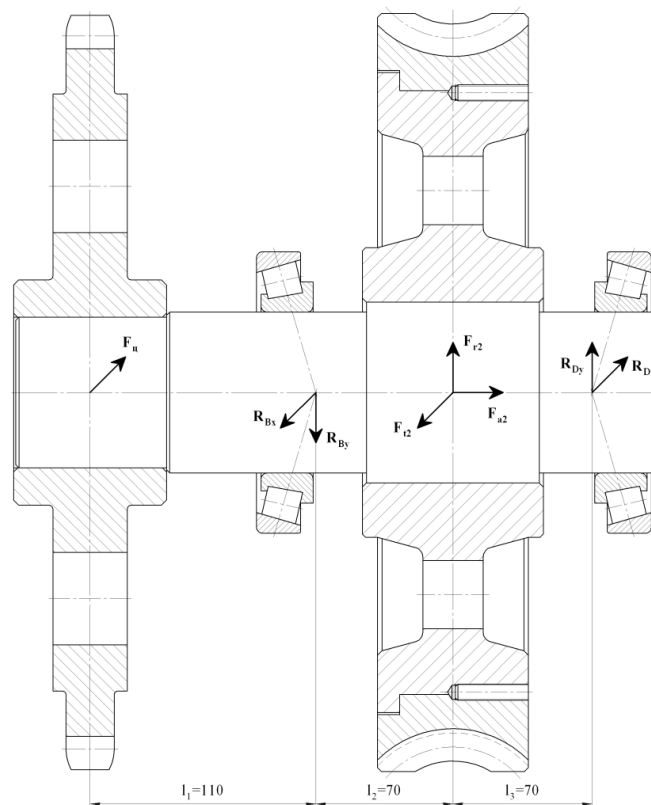


Рисунок 1.7 – Эпюры моментов тихоходного вала

1.6.2.3 Проверка грузоподъёмности подшипников

Определяем осевые составляющие радиальных реакций

$$R_{SB} = 0,83 \cdot e \cdot R_B = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 18699,699 = 6518,715 \text{ Н.} \quad (1.143)$$

$$R_{SD} = 0,83 \cdot e \cdot R_D = 0,83 \cdot 0,42 \cdot 15554,417 = 5422,27 \text{ Н.} \quad (1.144)$$

Определяем осевые нагрузки подшипников (см. табл. 9.6 [4]). Так как $R_{SB} > R_{SD}$ и $F_{a2} > 0$, то $R_{a1} = R_{SB} = 6518,715 \text{ Н}$, $R_{a2} = R_{SB} + F_{a2} = 6518,715 + 1695,223 = 8213,938 \text{ Н}$.

Определяем отношения

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_B} = \frac{6518,715}{1 \cdot 18699,699} = 0,349. \quad (1.145)$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_D} = \frac{8213,938}{1 \cdot 15554,417} = 0,528. \quad (1.146)$$

По отношениям $\frac{R_{a1}}{V \cdot R_B} < e$ и $\frac{R_{a2}}{V \cdot R_D} > e$ выбираем соответствующие формулы для определения R_E

$$R_{E1} = V \cdot R_B \cdot K_\phi \cdot K_T = 1 \cdot 18699,699 \cdot 1 \cdot 1 = 18699,699 \text{ Н.} \quad (1.147)$$

$$R_{E2} = (XV \cdot R_D + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_\phi \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 15554,417 + 1,43 \cdot 8213,938) \cdot 1 \cdot 1 = 17967,69814 \text{ Н.} \quad (1.148)$$

Дальнейший расчёт ведём для наиболее нагруженной опоры «В»:

Расчётная динамическая грузоподъёмность

$$C_{тр} = 18699,699 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 34,8 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,75 \cdot 10^6}} = 3519,418 \text{ Н.} < C_r = 112000 \text{ Н.}$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = 1 \cdot 0,75 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 34,8} \cdot \left(\frac{112000}{18699,699} \right)^{3,33} = 74820,697 \text{ ч.} > L_h = 5000 \text{ ч.}$$

Условие выполняется, следовательно принимаем роликовый конический однорядный по ГОСТ 27365–87 № 7216А с динамической грузоподъёмностью $C_r = 112000 \text{ Н}$.

1.7 Проверка прочности шпоночных соединений

1.7.1 Муфта

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую со скруглёнными торцами 10х8. Размеры сечений шпонок, пазов и длин шпонок по ГОСТ 23360–78 (см. табл. К42 [4]).

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия проверяем по формуле на стр. 265 [4].

$$\sigma_{\text{см}} = \geq [\sigma]_{\text{см}} \quad (1.149)$$

где: $F_{t1} = 1695,223 \text{ Н}$ – окружная сила на червяке.

$A_{\text{см}}$ – площадь смятия.

$$\text{Ошибка! Закладка не определена.} \quad (1.150)$$

где: l_p – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, $l_p = l - b$; $l = 45 \text{ мм}$ – полная длина шпонки определяемая по конструктивной компоновке, $b = 10 \text{ мм}$, $h = 8 \text{ мм}$, $t_1 = 5 \text{ мм}$ – стандартные параметры (см. табл. К42 [4]).

$$l_p = 45 - 8 = 37 \text{ мм.}$$

$$A_{\text{см}} = (0,94 \cdot 8 - 5) \cdot 37 = 51,6 \text{ мм}^2.$$

Тогда:

$$\sigma_{\text{см}} = \geq [\sigma]_{\text{см}} = 18,181 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке и стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 110 \text{ МПа}$.

Условие смятия выполнено.

1.7.2 Колесо червячной передачи

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую со скруглёнными торцами 25х14. Размеры сечений шпонок, пазов и длин шпонок по ГОСТ 23360–78 (см. табл. К42 [4]).

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия проверяем по формуле на стр. 265 [4].

$$\sigma_{\text{см}} = \geq [\sigma]_{\text{см}} \quad (1.151)$$

где: $F_{t2} = 8742,343 \text{ Н}$ – окружная сила на колесе червячной передачи.

$A_{\text{см}}$ – площадь смятия.

$$\text{Ошибка! Закладка не определена.} \quad (1.152)$$

где: l_p – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, $l_p = l - b$; $l = 70 \text{ мм}$ – полная длина шпонки определяемая по конструктивной компоновке, $b = 25 \text{ мм}$, $h = 14 \text{ мм}$, $t_1 = 9 \text{ мм}$ – стандартные параметры (см. табл. К42 [1]).

$$l_p = 70 - 25 = 45 \text{ мм.}$$

$$A_{\text{см}} = (0,94 \cdot 14 - 9) \cdot 45 = 187,2 \text{ мм}^2.$$

Тогда:

$$\sigma_{\text{см}} = \geq [\sigma]_{\text{см}} = 46,701 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке и стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 110 \text{ МПа}$.

Условие смятия выполнено.

1.7.3 Ведущая звёздочка открытой цепной передачи

Для данного элемента подбираем шпонку призматическую со скруглёнными торцами 20x12. Размеры сечений шпонок, пазов и длин шпонок по ГОСТ 23360–78 (см. табл. К42 [4]).

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия проверяем по формуле на стр. 265 [4].

$$\sigma_{\text{см}} = \geq [\sigma]_{\text{см}} \quad (1.153)$$

где: $F_{t2} = 8742,343 \text{ Н}$ – окружная сила на колесе червячной передачи.

$A_{\text{см}}$ – площадь смятия.

$$\text{Ошибка! Закладка не определена.} \quad (1.154)$$

где: l_p – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, $l_p = l - b$; $l = 63$ мм – полная длина шпонки определяемая по конструктивной компоновке, $b = 20$ мм, $h = 12$ мм, $t_1 = 7,5$ мм – стандартные параметры (см. табл. К42 [4]).

$$l_p = 63 - 20 = 43 \text{ мм.}$$

$$A_{\text{см}} = (0,94 \cdot 12 - 7,5) \cdot 43 = 162,54 \text{ мм}^2.$$

Тогда:

$$\sigma_{\text{см}} = \geq [\sigma]_{\text{см}} = 53,786 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения смятия при спокойной нагрузке и стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 110$ МПа.

Условие смятия выполнено.

1.8 Конструктивные размеры корпуса редуктора

Толщина стенки корпуса червячного редуктора

$$\delta = 0,04 \cdot a_w + 2 = 0,04 \cdot 220 + 2 = 10,8 \text{ мм,} \quad (1.155)$$

Округляя в большую сторону, получим $\delta = 12$ мм.

Толщина стенки крышки червячного редуктора

$$\delta_1 = 0,032 \cdot a_w + 2 = 0,032 \cdot 220 + 2 = 9,04 \text{ мм,} \quad (1.156)$$

Округляя в большую сторону, получим $\delta_1 = 12$ мм.

Толщина рёбер жёсткости корпуса

$$m = (0,85 \dots 1) \cdot \delta = (0,85 \dots 1) \cdot 12 = 10,2 \dots 12 \text{ мм,} \quad (1.157)$$

Округляя в большую сторону, получим $m = 15$ мм.

Толщина рёбер жёсткости крышки

$$m_1 = (0,85 \dots 1) \cdot \delta_1 = (0,85 \dots 1) \cdot 12 = 10,2 \dots 12 \text{ мм.} \quad (1.158)$$

Округляя в большую сторону, получим $m_1 = 12$ мм.

Диаметр фундаментных болтов

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_0 + 12 \quad (1.159)$$

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 220 + 12 = 18,6 \dots 19,92 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1 = 18$ мм.

Диаметр болтов у подшипников

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1 = (0,7 \dots 0,75) \cdot 18 = 12,6 \dots 13,5 \text{ мм,} \quad (1.160)$$

Принимаем $d_2 = 18$ мм.

соединяющих основание корпуса с крышкой

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 18 = 9 \dots 10,8 \text{ мм,} \quad (1.161)$$

Принимаем $d_3 = 12$ мм.

1.9 Выбор муфты

В виду того, что в данном соединении валов требуется невысокая компенсирующая способность муфт, то допустима установка муфты упругой втулочно-пальцевой. Достоинство данного типа муфт: относительная простота конструкции и удобство замены упругих элементов. Выбор муфты упругой втулочно-пальцевой производится в зависимости от диаметров соединяемых валов, расчётного передаваемого крутящего момента и максимально допустимой частоты вращения вала.

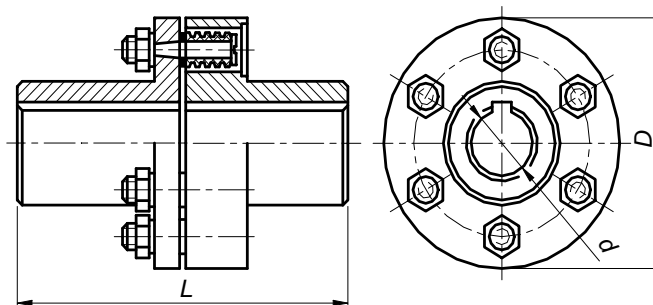


Рисунок 1.8 – Муфта упругая втулочно–пальцевая

Передаваемый крутящий момент через муфту: $T_2 = 74,166 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчётный передаваемый крутящий момент через муфту

$$T_p = k_p \cdot T_2 = 1,15 \cdot 74,166 = 85,291 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (1.162)$$

где: $k_p = 1,15$ – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации; значения его приведены в таблице 11.3 [4].

Выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую 250–38–1–32–2–У3 ГОСТ 21424–93 (по табл. К21 [4]).

Упругие элементы муфты проверим на смятие в предположении равномерного распределения нагрузки между пальцами.

$$\sigma_{\text{см.}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p}{z_c \cdot D_o \cdot d_{\text{п}} \cdot l_{\text{вт}}} \quad (1.163)$$

$$\sigma_{\text{см.}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 85,291}{6 \cdot 105 \cdot 14 \cdot 28} = 0,691 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \text{ МПа}.$$

где: $z_c = 6$ – число пальцев; $D_o = 105 \text{ мм}$ – диаметр окружности расположения пальцев; $d_{\text{п}} = 14 \text{ мм}$ – диаметр пальца; $l_{\text{вт}} = 28 \text{ мм}$ – длина упругого элемента.

Рассчитаем на изгиб пальцы муфты, изготовленные из стали 45

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot (0,5 \cdot l_{\text{вт}} + c)}{z_c \cdot D_o \cdot 0,1 \cdot d_{\text{п}}^3} \quad (1.164)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 74,166 \cdot (0,5 \cdot 28 + 5)}{6 \cdot 105 \cdot 0,1 \cdot 14^3} = 18,748 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{и}}] = 80 \text{ МПа}.$$

где: $c = 5 \text{ мм}$ – зазор между полумуфтами.

Условие прочности выполняется.

1.10 Выбор сорта масла

Для уменьшения потерь, мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода теплоты поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

Для смазывания передачи применяем картерную систему. В корпус редуктора заливается масло так, чтобы венцы колес были

в него погружены. При их вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяем в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес.

Объём масляной ванны V определяется из расчёта 0,5 л масла на 1 кВт передаваемой мощности: $V = 0,5 \cdot 6,965 \approx 3,5$ л.

По таблице 10.9 [5] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях $\sigma_H = 187,55$ МПа и скорости $v_2 = 0,638$ м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна $25 \cdot 10^{-6}$ м/с². По таблице 10.10 [5] принимаем масло индустриальное И-25А (по ГОСТ 20799-75).

Выбираем для подшипников качения пластичную смазку Литол-24 по ГОСТ 21150-75 (см. табл. 9.14 [5]). Камеры подшипников заполняются данной смазкой и периодически пополняются ей.

Для слива масла используется сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой, для замера уровня масла используем жезловый маслоуказатель и для вентиляции картера используем крышку-отдушину.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|------------------|------|
| | | | | | БР - 15.03.03 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 47 |

2 Метод конечных элементов в ANSYS

2.1 Основы метода конечных элементов

Инженерные конструкции представляют совокупность конструктивных элементов (балки, стержни, пластинки, оболочки), соединенные в конечном числе узлов. В сплошной среде, количество точек связи и количество составных элементов (в металле – зерен) бесконечно, именно это и осложняет решение задач в сплошной среде. Введенное Тёрнером и др. [2] понятие конечный элемент, позволяет преодолеть эту трудность путем разбиения сплошного тела на конечные элементы (исчислимого количества), взаимодействующие между собой только в точках соединения элементов (в узлах), в которых вводятся фиктивные силы, эквивалентные поверхностным напряжениям, распределенным по границам элементов. В случае принятия такой идеализации, задача сводится к обычной задаче строительной механики, которая может решаться численно.

Основная идея МКЭ состоит в том, что любую непрерывную в некоторой области величину (например, внутреннее усилие в конструкции, перемещение и т.п.) можно аппроксимировать дискретной моделью, которая создается из множества кусочно-непрерывных функций, определенных в конечном числе подобластей (элементов). Обычно такими функциями являются полиномы – линейные, квадратичные, кубические и т.д. Кусочно-непрерывные функции строятся с помощью значений непрерывной величины в узлах. Таким образом, чтобы определить неизвестную непрерывную величину, нужно определить ее значения в узлах.

Основные этапы создания дискретной модели неизвестной величины следующие:

1. В исследуемой области задается конечное число точек (узлов).
2. Значения непрерывной величины в каждом узле считаются неизвестными, они должны быть определены.
3. Исследуемая область разбивается на конечное число подобластей (элементов), имеющих общие точки (узлы).
4. Непрерывная величина в каждом элементе аппроксимируется полиномом, который определяется с помощью узловых значений этой величины: для каждого элемента определяется свой полином, но его коэффициенты подбираются так, чтобы сохранялась непрерывность величины на каждой границе элемента

2.2 Расчет МКЭ в ANSYS

В качестве исходных данных для расчета служат сведения о геометрии рассчитываемой конструкции, характеристики ее материала, а также значения прилагаемых к ней сил и нагрузок. Для проведения расчета, на основании полученных от заказчика данных, строим трехмерную параметрическую модель конструкции, затем транслируем эту модель в ANSYS, разбиваем на конечные элементы и нагружаем заданными силами.

Для расчета методом конечных элементов требуется:

- 1) Построить 3D-модель в программном комплексе SOLIDWORKS;
- 2) Перенести модель в ANSYS и задать граничные условия;
- 3) Построить сетку элементов, указать действие вращающего момента, зафиксировать червячный вал, ограничить перемещения поверхностей (деталей) модели.
- 4) Определить напряжения возникающие червячной передачи от крутящего момента
- 5) Определить стрелу прогиба червячного вала от действия радиальных и осевых сил.

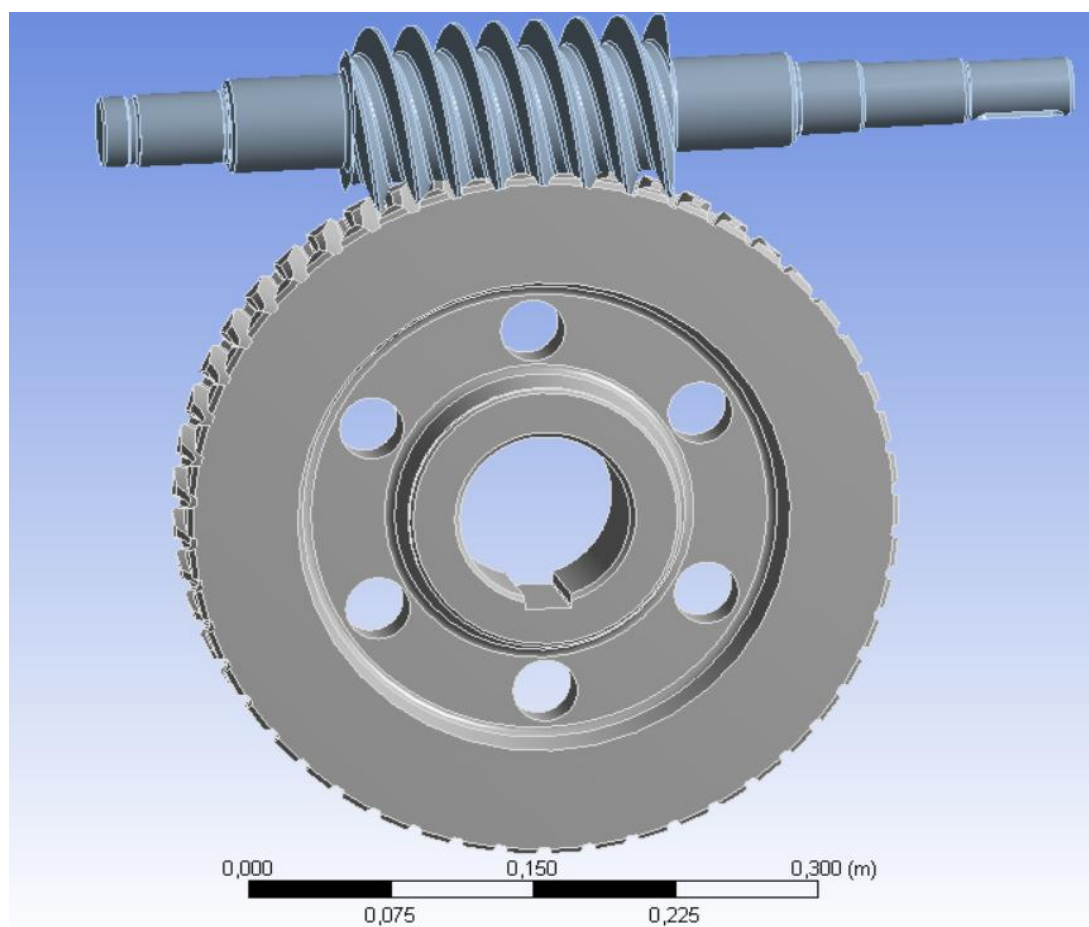


Рисунок 9 – 3D модель червячной передачи в ANSYS.

2.2.1 Граничные условия 3D модели червячной передачи

Граничные условия задаем с помощью функции RemoteDisplacement и FrictionlessSupport (рис. 11-12)

RemoteDisplacement – Удаленные ограничения перемещений.

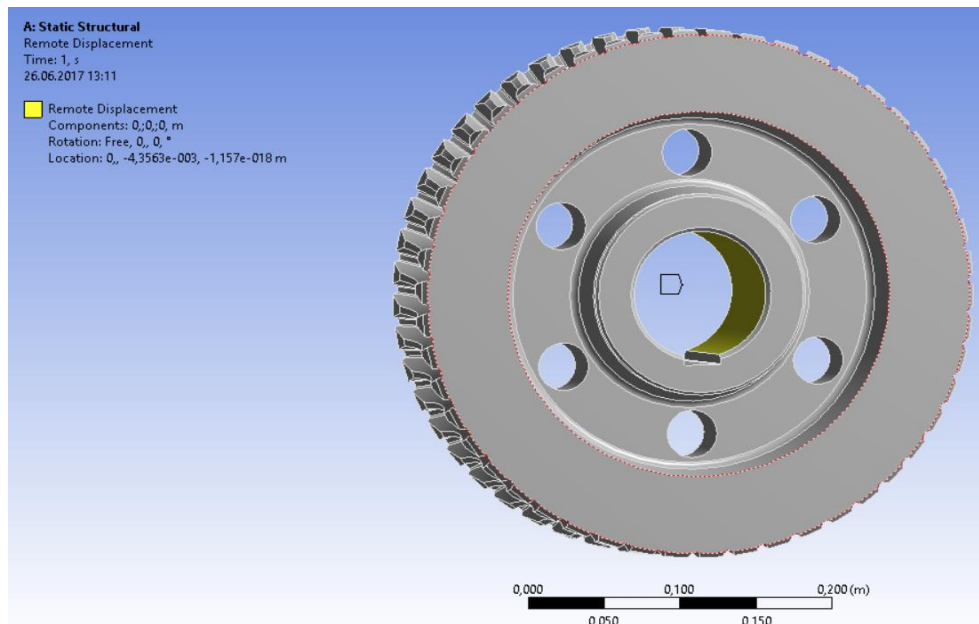


Рисунок 10 – 3D модель червячного колеса в ANSYS.

Также указываем центры вращения. В нашем случае центр вращения будет ось OX.

Frictionless Support – Опорой трением.

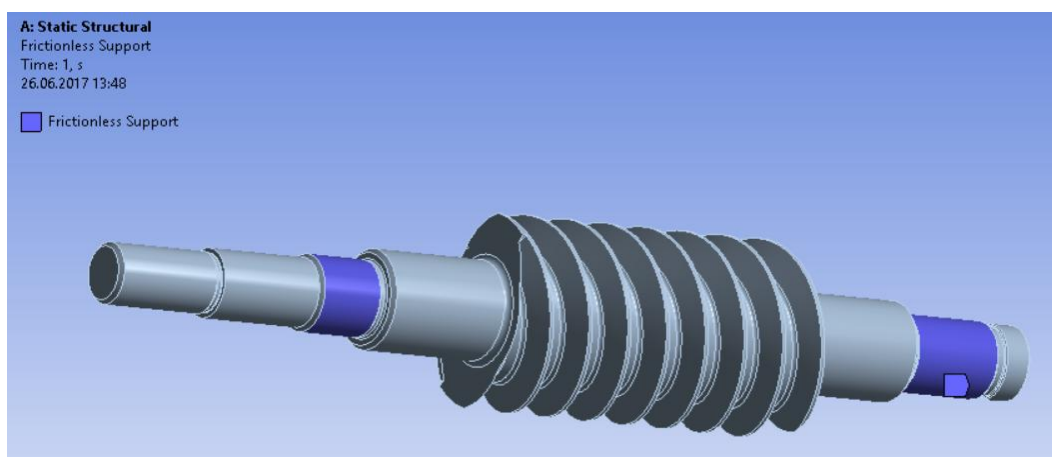


Рисунок 11 – 3D модель вала червячной передачи в ANSYS.

Данная функция создает на выбранной поверхности места под опору с трением.

| | | | | |
|------|------|----------|-------|------|
| | | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата |

БР - 15.03.03 ПЗ

Лист
50

2.2.2 Сетка конечных элементов 3D – модели червячной передачи

Логика любого численного моделирования предполагает разбиение расчетной области на дискретные (элементы). Именно в узлах сетки определяются значения искомых переменных и накладываются граничные условия задачи.

В данной задаче назначаем сетку на 4 модели:

- 1) Вал червячной передачи;
- 2) Червячное колесо;

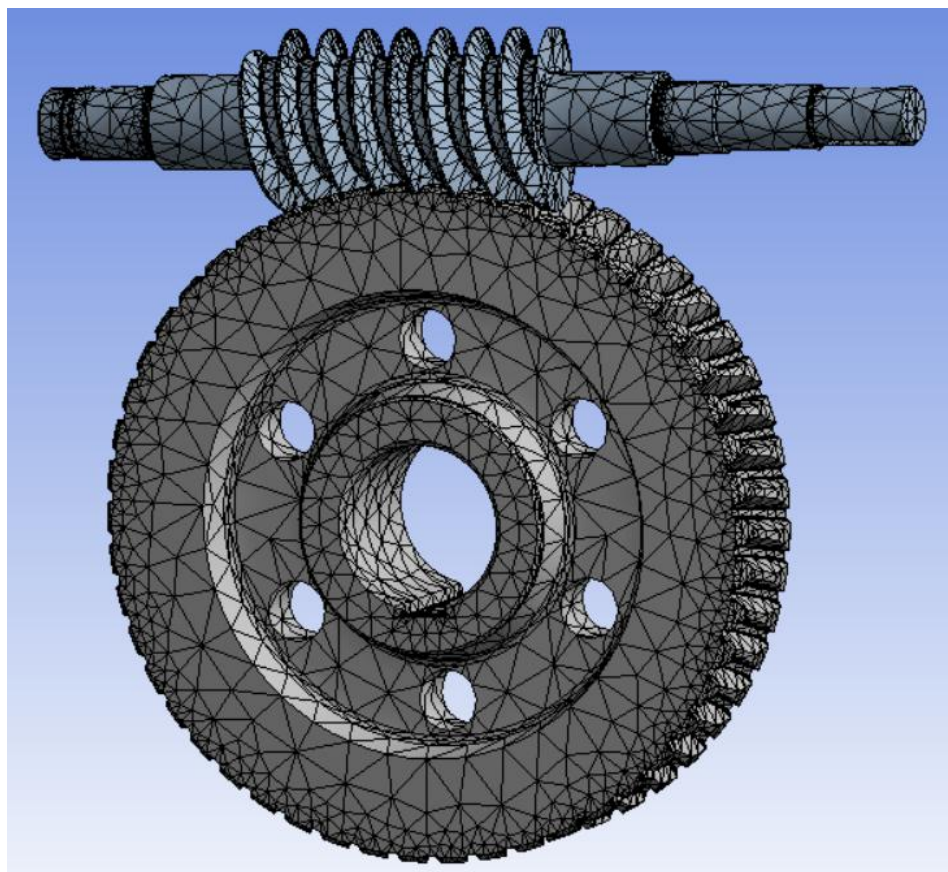


Рисунок 12 – Сетка конечных элементов на 3D-модели червячной передачи.

Статистика сетки: 75403 элементов, 125960 узлов.

2.2.3 Вращающий момент на колесе и фиксация вала червячной передачи

Вращающий момент на колесе: $M = 1529,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

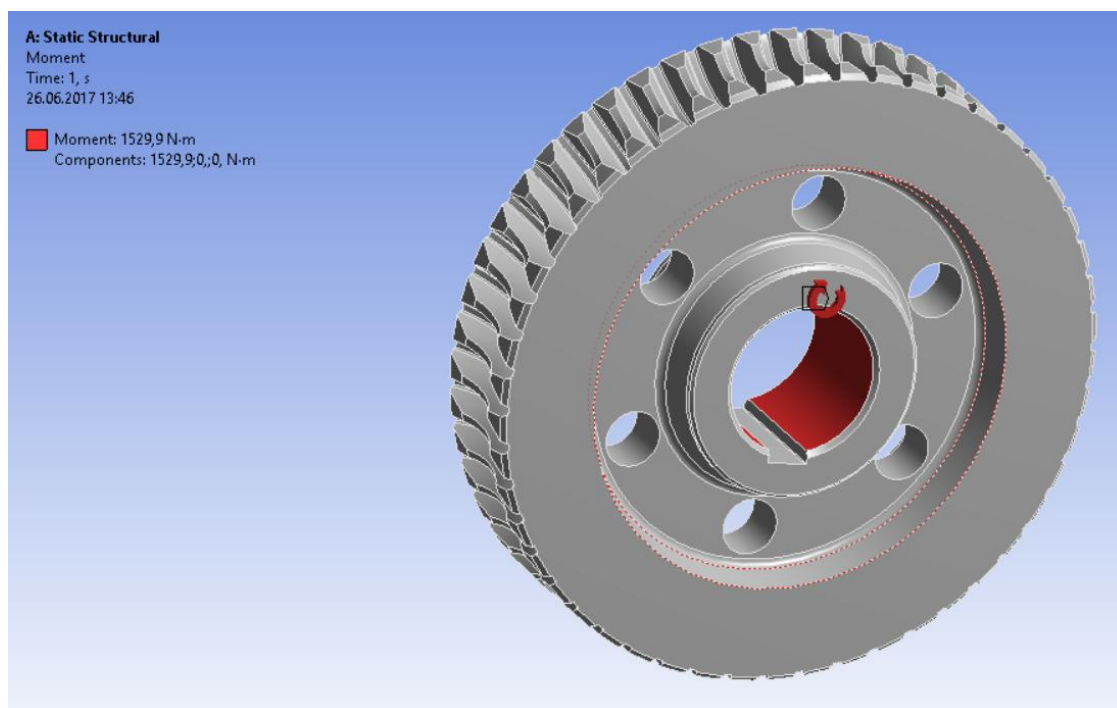


Рисунок 13 – Вращающий момент на валу.

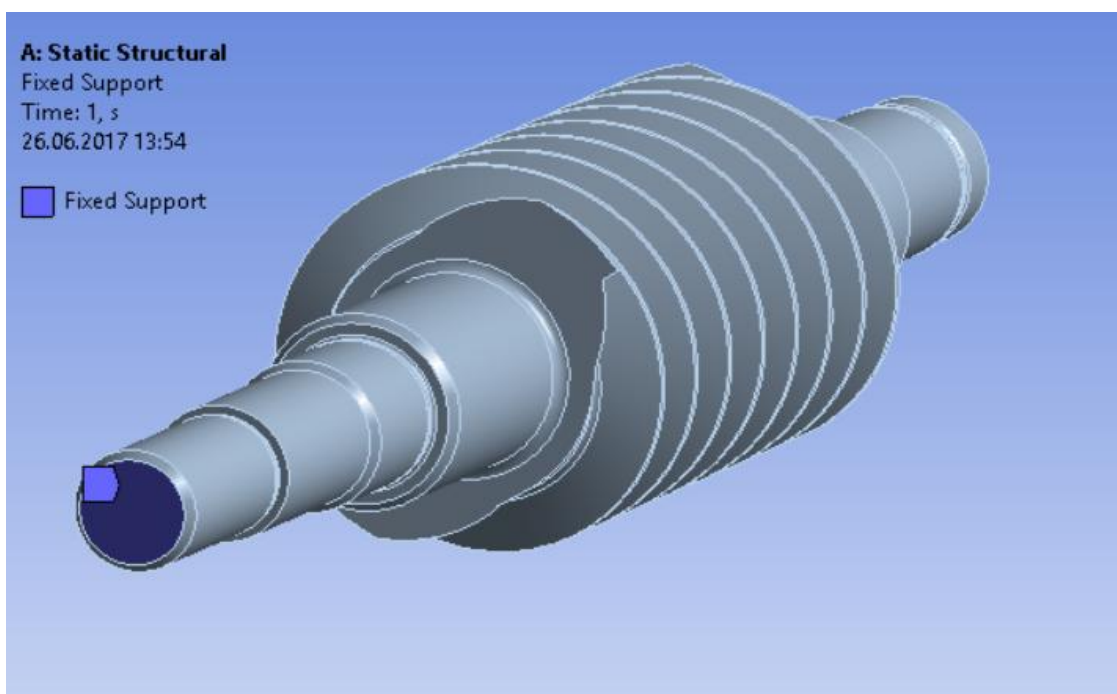


Рисунок 14 – Фиксация червячного вала.

2.2.4 Определение напряжений червячной передачи от крутящего момента

Для определения напряжений с учетом граничных условий, крутящего момента и фиксации вала, воспользуемся функцией EquivalentStress.

Данная функция позволяет определить какие напряжения возникают на нашей 3D-модели от крутящего момента.

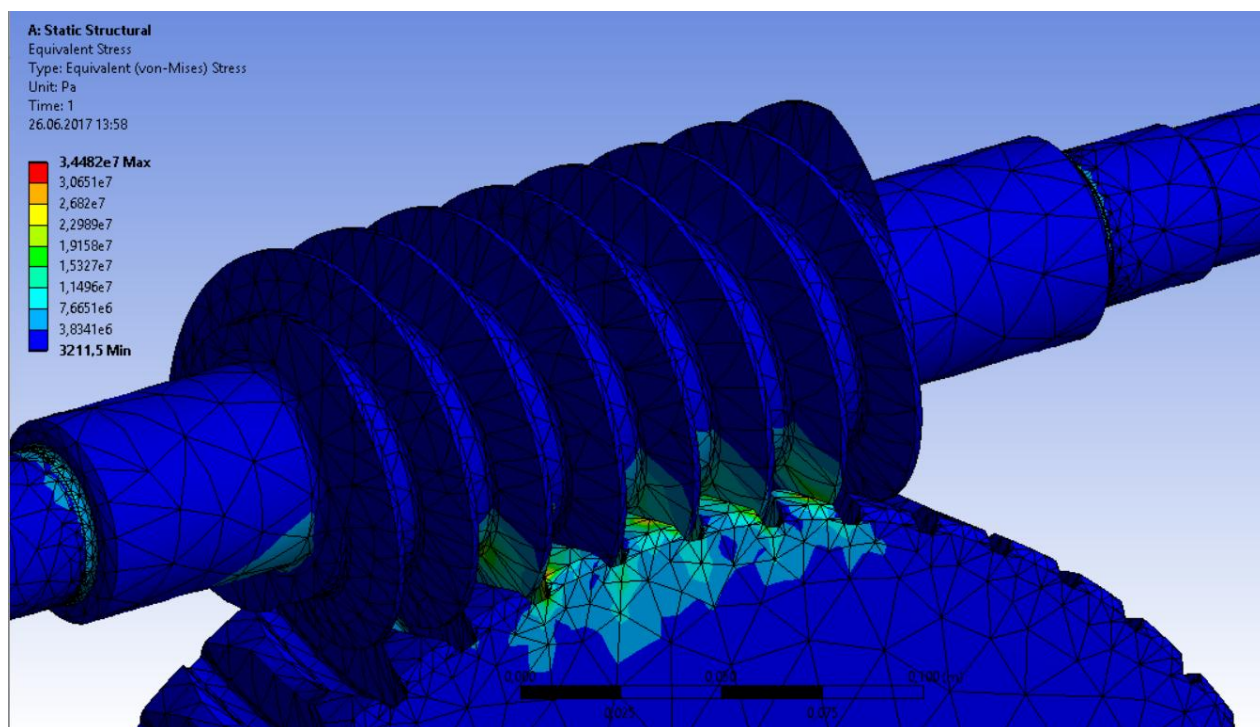


Рисунок 15 – Напряжения в зацеплении червячной передачи.

На рисунке 16 изображены напряжения червячной передачи от крутящего момента. В зоне контакта возникают максимальные напряжения равные 34 МПа, что не превышает допустимых значений.

2.3 Определение прогиба стрелы червячного вала.

2.3.1 Фиксация червячного вала.

Граничные условия задаем с помощью функции FixedSupport и FrictionlessSupport(рис. 17-18).

FixedSupport – Фиксация. Зафиксируем вал червячной передачи с торцов.

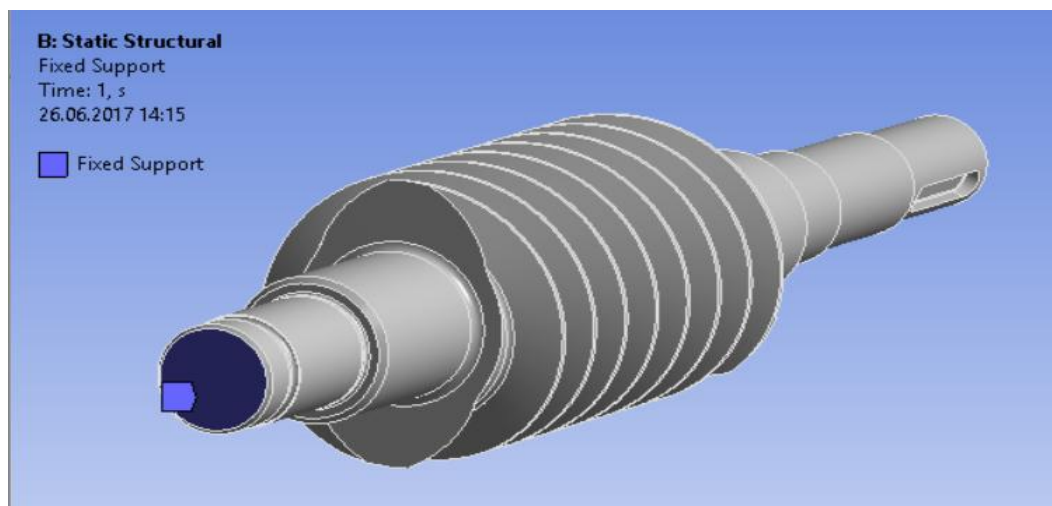


Рисунок 16 – Напряжения в зацеплении червячной передачи.

Frictionless Support – Опоратрением.

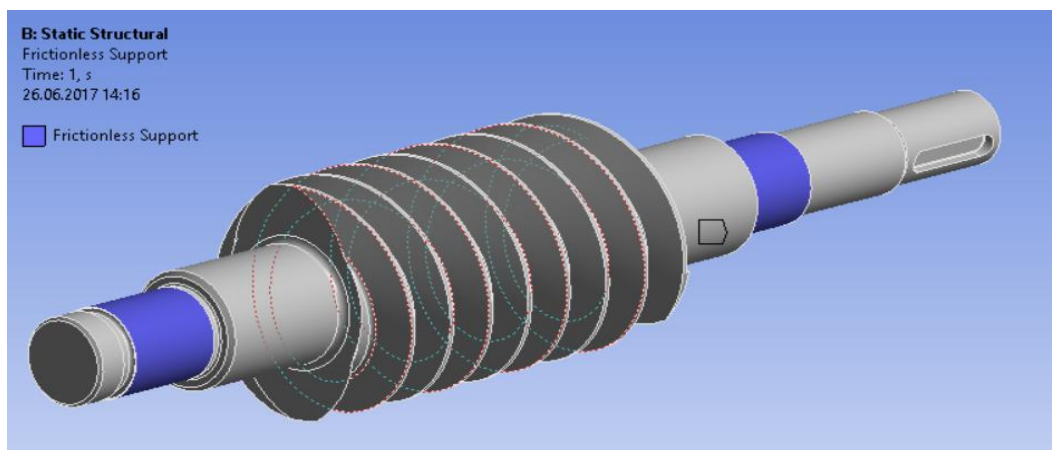


Рисунок 17 – Напряжения в зацеплении червячной передачи.

Данная функция создает на выбранной поверхности места под опоры с трением.

2.3.2 Силы действующие на вал червячной передачи

Приложим на червячный вал $F_{t1} = 1695,223 \text{ Н}$ – окружная сила; $F_{r1} = 3181,953 \text{ Н}$ – радиальная сила.

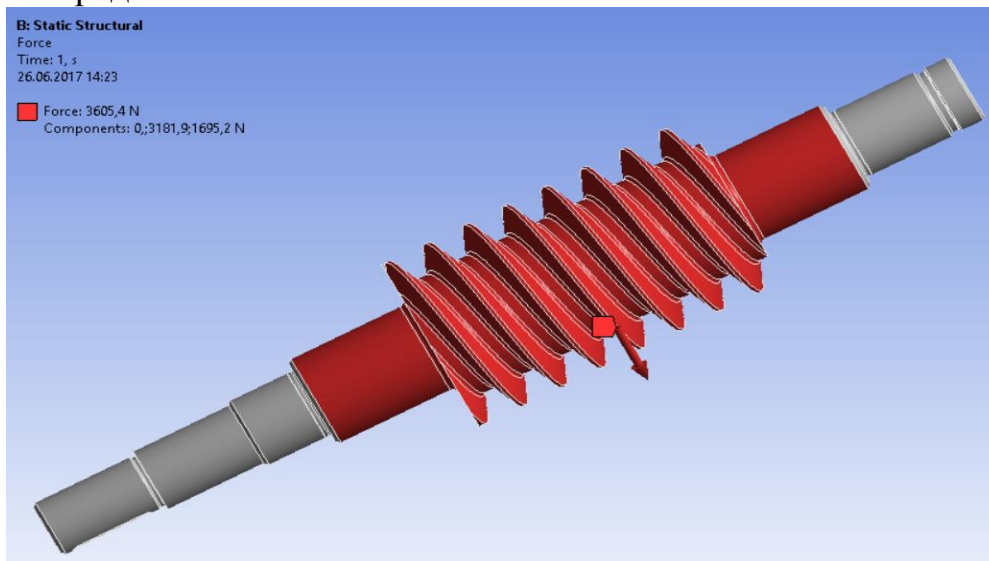


Рисунок 18 – Действие сил на валу.

2.3.3 Определение прогиба стрелы червячного вала.

Для определения деформаций с учетом граничных условий, крутящего момента и фиксации вала, воспользуемся функцией TotalDeformation.

Данная функция позволяет определить какие деформации возникают на нашей 3D-модели от момента сопротивления.

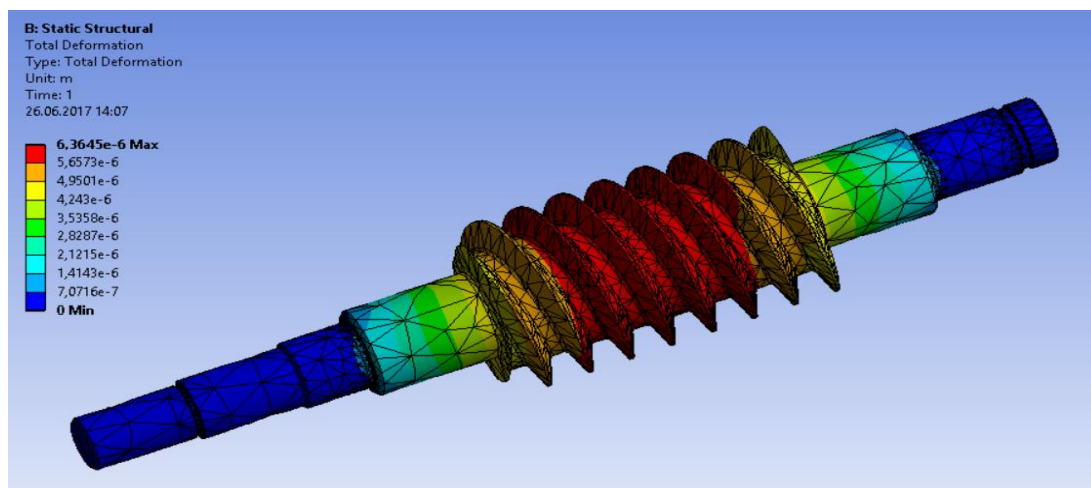


Рисунок 19 – Деформация оболочки гибкого колеса от момента сопротивления.

При воздействии радиальных и осевых сил вал червячной передачи начинает прогибаться.

В зоне максимальных деформация возникает прогиб вала равный 0,0063 мм, что не превышает допустимых значений. Таким образом, жёсткость червяка обеспечена, так как $f = 0,0063 \text{ мм.} < [f] = 0,035 \dots 0,07 \text{ мм.}$

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|------------------|------|
| | | | | | БР - 15.03.03 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 56 |

ВЫВОД

1. По заданным характеристикам был спроектирован червячный редуктор, а также средствами пакета программного комплекса САПР SOLIDWORKS создана ее объёмная 3D – модель.

2. Расчет червячной передачи методом конечных элементов показал, что при нагружении колеса червячной передачи крутящим моментом, максимальные напряжения в зацеплении, составляют 34 МПа.

3. Определение прогиба стрелы вала червячной передачи, при нагружении радиальной и окружной силой, определена максимальная деформация в зоне прогиба, равная 0,0063мм. Что не превышает допустимых значений.

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|------------------|------|
| | | | | | БР - 15.03.03 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 57 |

Список использованных источников

1. Шейнблит А.Е. 'Курсовое проектирование деталей машин': Учебное пособие, изд. 2^{-е} перераб. и доп. – Калининград: 'Янтарный сказ', 2004 г., 454 с.: ил., черт. – б.ц.
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб.пособие / С.А.Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 3–е изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА–М, 2011. – 414 с.; ил. – (Среднее профессиональное образование).
3. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб.пособие / [Б.А.Байков и др.]; под ред. О.А. Ряховского, О.П. Леликова. – 2–е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2009.–400 с. : ил.
4. СТО 4.2–07–2014 «Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности».

| | | | | | | |
|------|------|----------|-------|------|------------------|------|
| | | | | | БР - 15.03.03 ПЗ | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | 58 |